Д. П. Рузскій.
Профессоръ Кіевскаго Политехническаго Института.

Гидравлическіе двигатели.

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ.

ИЗДАНІЕ СТУДЕНТА
Г. К. Таценко.

КІЕВЪ.
Типографія М. М. Фиха. Б.-Васильковская ул., д. № 10.
1902.

1656

Д. П. Рузскій

Профессоръ Кіевскаго Политехническаго Института.

Гидравлическіе двигатели.

ЛЕКЦІИ, ЧИТАННЫЯ

ВЪ КІЕВСКОМЪ ПОЛИТЕХНИЧЕСКОМЪ

Императора Александра II

ИНСТИТУТѢ

въ 1901—1902 году.

ИЗДАНІЕ СТУДЕНТА

Г. К. Таценко.

Кіевъ.
Типографія М. М. Фиха, Б.-Васильковская, д. № 10.
1902.

Печ. съ разрѣш. г. Директора Кіевск. Политехн. Инстит. В. Л. Кирпичева.

Вступленіе.

Вода, какъ двигатель, имѣетъ весьма важное значеніе въ промышленности, ибо запасъ водяной энергіи въ природѣ очень великъ*) и эксплуатація его почти ничего не стоитъ.

Въ этомъ отношеніи гидравлическіе двигатели составляютъ прямую противоположность двигателямъ калорическимъ: паровымъ, газовымъ, керосиновымъ и т. п., эксплуатація которыхъ, особенно въ послѣднее время, благодаря высокой цѣнѣ на топливо, обходится очень дорого. Если же послѣдніе имѣютъ въ настоящее время преобладаніе надъ первыми, то это объясняется главнымъ образомъ разницей въ стоимости первоначальнаго устройства. Устройства, служащія для концентрированія паденія воды въ одномъ мѣстѣ, для подвода и отвода воды отъ двигателей, устройство и установка самихъ гидравлическяхъ двигателей обходится относительно (на 1 лош. силу) много дороже, чѣмъ устройство и установка паровой машины и котла. Такъ какъ всякое предпріятіе сопряжено съ рискомъ, то отсюда проистекаетъ естественное стремленіе уменьшить по возможности издержки на первоначальное устройство,

---

*) Одинъ Ніагарскій водопадъ можетъ дать около 7,000,000 Н. Р.

Кромѣ этого пользованіе водяной энергіей въ значительной мѣрѣ ограничивается тѣмъ обстоятельствомъ, что эта энергія пріурочивается къ опредѣленному мѣсту. Правда, что въ послѣднее время это препятствіе не кажется уже такимъ непреодолимымъ, ибо водяную энергію можно на мѣстѣ преобразовать въ электрическую, а послѣднюю можно передавать на значительныя разстоянія. Главное же неудобство водяной энергіи заключается въ томъ, что въ данной мѣстности она не способна къ неограниченному увеличенію съ возрастаніемъ спроса на продукты производства. Въ этомъ отношеніи паръ имѣетъ огромное прримущество передъ водой, такъ какъ даетъ возможность неограниченно расширять производство по мѣрѣ надобности. Но тѣмъ не менѣе, несмотря на всѣ преимущества паровыхъ машинъ передъ гидравлическими двигателями, послѣдніе въ настоящее время получаютъ все большее и большее значеніе благодаря вздорожанію топлива и всегда предпочитаются паровымъ машинамъ, если только запасъ энергіи оказывается достаточнымъ для мѣстныхъ нуждъ. Въ виду этого современный техникъ долженъ обратить серіозное вниманіе на изученіе теоріи и конструкціи гидравлическихъ двигателей.

Происхожденіе водяной энергіи въ естественномъ видѣ объясняется исключительно неровностями земной поверхности. Падающая въ видѣ дождя или снѣга вода стремится вслѣдствіе своей тяжести перемѣщаться внизъ. Такимъ образомъ понятно, что передъ паденіемъ вода обладаетъ потенціальной энергіей и во время паденія—живой силой или кинетической энергіей. Если и та и другая энергія обладаютъ достаточнымъ напряженіемъ, напр., высота паденія не менѣе 1 mtr., скорость падающей воды не менѣе 4—5 mtr. то тогда часть такой энергіи можно при помощи соотвѣтственнаго двигателя непосредственно обратить въ работу. Но такого рода случаи естественныхъ водопадовъ значительно рѣдки, т. ч. въ боиьшинствѣ случаевъ приходится пользоваться для концентрированія паденія плотинами, какъ это было описано въ курсѣ Гидравлики.

И въ томъ и другомъ случаѣ энергія, которой мы располагаемъ, въ данный промежутокъ времени (1 сек.) можетъ быть выражена произведеніемъ вѣса расхода, или вѣса количества падающей въ 1 сек. воды на высоту паденія.

Если мы обозначимъ секундный расходъ черезъ Q, высоту паденію черезъ H и вѣсъ единицы обънма воды (1 куб. метръ) черезъ $\triangle$, то располагаемая энергія можетъ быть выражена произведеніемъ:

$$L_m = Q.\ \triangle.\ H.\ \text{kgr. mtr.}$$

Какъ мы увидимъ ниже, не представляется возможнымъ всю эту энергію обратить въ механическую работу. Если мы обозначимъ работу двигателя черезъ L_n, то отношеніе

$$\eta = \frac{L_n}{L_m},$$

называемое коэффиціентомъ полезнаго дѣйствія, будетъ характеризовать степень совершенства двигателя.

Коэфиціентъ полезнаго дѣйствія хорошо устроенныхъ гидравлическихъ двигателей въ среднемъ равенъ 0,75.

Водяные двигатели можно разбить на три класса: 1) водяныя колеса, 2) турбины и 3) водостолбовыя машины

Водяными колесами называются такіе двигатели, въ кототыхъ вода работаетъ по преимуществу своимъ вѣсомъ. Идея водяныхъ колесъ заключается въ слѣдующемъ.

Пусть мы имѣемъ уравновѣшенный рычагъ *ab* (черт. 1), лежащій на остріѣ *o;* если мы нальемъ въ чашечку *b* нѣкоторое количество воды, то понятно, что рычагъ начнетъ вращаться по направленію стрѣлки.

Вообразимъ теперь, что мы имѣемъ цѣлый рядъ уравновѣшенныхъ рычаговъ (черт. 2), соединенныхъ въ одной втулкѣ, которая насажена на валъ *o*. Допустимъ теперь, что въ каждую изъ чашечекъ, помѣщенныхъ на концахъ рычаговъ, какъ только она приходитъ въ положеніе 1, наливается нѣкоторое количество воды. Понятно, что колесо начнетъ вращаться по направленію стрѣлки, ибо правая сторона колеса, благодаря вѣсу находящейся въ чашечкахъ воды, будетъ тяжелѣе лѣвой; при этомъ вода будетъ выливаться изъ чашечекъ, какъ только онѣ будутъ приближаться къ нижнему положенію (пол. 2).

Изъ этой схемы между прочимъ уже ясно, что вода должна имѣть нѣкоторую скорость передъ вливаніемъ въ чашечку, ибо иначе она и не могла бы вливаться.

Такимъ образомъ часть располагаемой потенц. энергіи должна быть обращена въ работу. Вслѣдствіе этого мы и говоримъ, что въ колесахъ вода работаетъ главнымъ образомъ, а не исключ., вѣсомъ.

Въ турбинахъ, напротивъ, вода работаетъ главн. образ. скоростью, т. е. турбины воспринимаютъ живую силу воды. Идея ихъ заключается въ слѣдующемъ. Вообразимъ, что мы позволили водѣ падать, направляя ее по какой-либо трубѣ (черт. 3); при этомъ вода пріобрѣтаетъ скорость, которая вообще можетъ быть выражена такъ:

$$v=\alpha\sqrt{2gh},$$

гдѣ h— высота паденія.

Если около отверстія трубы мы помѣстимъ кривую лопатку *ab*, то вода, попадая на лопатку, будетъ производить на нее давленіе, величину котораго мы съумѣемъ вычислить по правиламъ, даваемымъ въ Гидравликѣ.

Если мы помѣстимъ цѣлый рядъ такихъ лопатокъ по окружности колеса, могущаго вращаться около к.-н. оси, и размѣстимъ это колесо такъ, чтобы лопатки при вращенiи колеса подходили послѣдовательно подъ трубу, то колесо придетъ во вращательное движенiе, ибо каждая изъ лопатокъ будетъ послѣдовательно воспринимать давленiе струи.

Если расходъ значителенъ, то воду можно подводить къ лопаткамъ нѣсколькими трубами, размѣщенными равномѣрно по окружности. Наконецъ можно устроить такъ, чтобы число трубъ было равно числу лопатокъ; въ такомъ случаѣ вода будетъ течь по каждой изъ лопатокъ непрерывной струей.

Такимъ вотъ образомъ и устраиваются турбины: воду чтобы дать ей лучшее направленiе, разбиваютъ цѣлымъ рядомъ каналовъ на небольшiя струи.

Легко видѣть, что если лопатки имѣютъ вертикальное перемѣщенiе, то вода работаетъ отчасти и вѣсомъ. Въ виду этого турбину можно опредѣлить какъ двигатель, который работаетъ по преимуществу, а не исключительно, живой силой.

Надо вообще замѣтить, что между колесами и турбинами нѣтъ рѣзкой границы, ибо существуютъ двигатели, которые можно безразлично отнести и къ турбинамъ, и къ колесамъ.

Въ водостолбовыхъ машинахъ вода работаетъ давленiемъ. Существенной частью этихъ машинъ является поршень, который движется внутри цилиндра.

Если одну сторону цилиндра мы соединимъ съ атмосферой, а въ другую проведемъ воду, обладающую давленiемъ, большимъ атмосфернаго, то поршень начнетъ перемѣщаться въ сторону меньшаго давленiя. Если мы при помощи особаго прибора будемъ попеременно соединять одну сторону съ атмосферой, а другую съ водой, то поршень придетъ въ перемѣнное—поступательное движеніе, которое при помощи механизма, подобнаго механизму паровой машины, можетъ быть преобразовано во вращательное движеніе вала.

Воду подъ высокимъ давленіемъ мы получимъ, напр., если будетъ отводить ее трубой со дна запруженнаго потока. Но въ большинствѣ случаевъ вода подъ высокимъ давленіемъ получается инымъ путемъ.

Такъ какъ изъ всѣхъ водяныхъ двигателей наибольшимъ распространеніемъ пользуются турбины, благодаря возможности примѣнять ихъ во всевозможныхъ случаяхъ, то мы и начнемъ изложеніе теоріи двигателей съ теоріи турбинъ.

Отдѣлъ I-й.

Турбины.

§ 1.

Всякая турбина состоитъ изъ колеса и направляющаго аппарата, который представляетъ изъ себя рядъ короткихъ каналовъ, разбивающихъ воду на струи съ цѣлью лучшаго ихъ направленія.

Колесо турбины (черт. 4 и 5) представляетъ изъ себя кольцевое пространство, которое лопатками или перьями раздѣлено на отдѣльные каналы.

Направляющій аппаратъ имѣетъ совершенно такое же устройство; но только онъ устанавливается неподвижно, тогда какъ колесо турбины закрѣпляется на горизонтальномъ или вертикальномъ валу. Вода изъ направляющаго аппарата съ опредѣленной скоростью вступаетъ въ колесо, протекаетъ черезъ его каналы, отдавая ему часть своей энергіи, а затѣмъ выходитъ изъ него въ отводящій каналъ. Если вода, проходя черезъ колесо (черт. 4), движется вообще по радіусу, то турбина называется *радіальной*; если же теченіе воды параллельно оси, то *осевой*, или *аксіальной*.

Кромѣ того бываютъ турбины смѣшанныя, въ которыхъ тетеніе воды мѣняетъ свое направленіе изъ радіальнаго въ аксіальное. Такія турбины особенно распространены въ Америкѣ и называются часто американскими.

§ 2.

Турбины осевыя.

1. Осевая турбина Жирара.

Эта турбина можетъ работать надлежащимъ образомъ только тогда, когда она стоитъ на нѣкоторой высотѣ надъ уровнемъ нижней воды.

Будемъ при изложеніи теоріи этой турбины держаться схемы, представленной на (черт. 6).

A есть ящикъ, куда подводится вода; на дно его опирается кольцевой полкой *n* направляющій аппаратъ *aa*; къ направляющему аппарату внутри присоединенъ колпакъ *c*, который въ вершинѣ имѣетъ отверстіе *m*, для пропуска вала турбины *00*, которое должно быть устроено такъ, чтобы не пропускать черезъ себя воду. Такимъ образомъ вода протекаетъ изъ ящика черезъ направляющій аппаратъ и затѣмъ попадаетъ на лопатки турбины *bb* и приводитъ послѣднюю во вращательное движеніе. По выходѣ изъ турбины, она попадаетъ въ отводящій каналъ и отходитъ далѣе. Если мы пересѣчемъ турбину и направляющій аппаратъ круглымъ цилиндромъ, діаметра *D*, равнаго среднему діаметру между діаметрами внѣшняго и внутренняго ободовъ и развернемъ это сѣченіе на плоскости, то лопатки изобразятся въ томъ видѣ, какъ онѣ представлены на (черт. 7), гдѣ изображены только двѣ смежныя лопатки. Междулопаточное пространство направляющагося аппарата будетъ вполнѣ заполнено водой, тогда какъ въ турбинномъ колесѣ она будетъ примыкать къ вогнутой сторонѣ лопатокъ, оставляя около выпуклой стороны нѣкоторое свободное пространство. Будемъ теперь слѣдить за движеніемъ воды отъ верхняго уровня въ ящикѣ до выхода изъ турбины, выясняя попутно тѣ условія, при которыхъ изъ даннаго запаса энергіи извлекается наибольшее количество работы. При этомъ замѣтимъ, что мы будемъ считать движеніе всей массы воды одинаковымъ съ движеніемъ струйки, вступающей въ турбинное колесо на средину ширины лопатки, т. е. на окружности діаметра D.

Разсмотримъ сначала протеканіе воды черезъ направляющій аппаратъ. Если обозначимъ скорость воды при вытеканіи изъ направляющаго аппарата черезъ v и давленіе въ отверстіи вытеканія черезъ p, то примѣняя теорему Д. Бернулли къ этому отверстію и верхнему уровню воды въ ящикѣ, пренебрегая скоростью въ на этомъ уровнѣ, какъ величиной очень малой, получимъ:

$$\frac{v^2}{2g}+\zeta_1\frac{v^2}{2g}+\frac{p}{\Delta}=\frac{p_0}{\Delta}+h \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; (1),$$

гдѣ p_0—давленіе атмосферы и членъ $\zeta_1\frac{v^2}{2g}$—потеря энергіи на вредныя сопротивленія на этомъ пути.

Въ этомъ уравненіи два неизвѣстныхъ: v и p; но давленіе p мы можемъ выбрать на основаніи слѣдующихъ соображеній.

Если p будетъ больше p_0, то вода будетъ вытекать черезъ зазоръ между направляющимъ аппаратомъ и колесомъ, что невыгодно, ибо эта вода будетъ уносить съ собой энергію, которой мы могли бы воспользоваться; если p будетъ $<p_0$, то въ зазоръ будетъ всасываться воздухъ, который можетъ нарушать правильность движенія воды. Въ виду этихъ обстоятельствъ слѣдуетъ стараться о томъ, чтобы p было равно p_0. Въ такомъ случаѣ ур. (1) намъ дастъ:

$$v=\sqrt{\frac{2gh}{1+\zeta_1}}\ \ldots\ldots\ldots\ (2)$$

Что касается до величины ζ_1, то примѣненіе этой формулы къ существующ. турбинамъ показало, что $\frac{1}{\sqrt{1+\zeta_1}}=$ $(0{,}93-0{,}95)$, т. ч.

$$v=(0{,}93-0{,}95)\sqrt{2gh}\ \ldots\ldots\ldots\ (3)$$

Чтобы получить такую скорость и обезпечить вмѣстѣ съ тѣмъ въ зазорѣ между напр. аппаратомъ и турбиной атмосферное давленіе, мы должны подсчитать выходное сѣченіе, напр. аппарата такимъ образомъ, что бы это сѣченіе могло пропускать полный секундный расходъ (Q) со скоростью v, опредѣляемой по ур—ію (2).

Выборъ коэффиціента нужно производить, приблизительно оцѣнивая всѣ условія, при которыхъ водѣ приходится течь до выходнаго сѣченія изъ направляющаго аппарата. Та схема, которая изображена на черт. (1), пригодна только при маломъ значеніи H (около 2 mtr.). При большемъ же напорѣ вода проводится по трубѣ въ замкнутый колпакъ, окружающій направляющій аппаратъ. Въ такомъ случаѣ является нѣкоторая потеря на треніе въ трубѣ, что нужно принять во вниманіе при выборѣ коэффиціента. Далѣе, если лопатки направл. аппарата литыя чугунныя, то сопротивленіе тренія будетъ больше, чѣмъ въ томъ случаѣ, когда онѣ желѣзныя штампованныя. Кстати здѣсь будетъ сказать, что для уменьшенія сопротивленія уголъ перваго элемента лопатки напр. аппарата съ основаніемъ дѣлаютъ$=90^0$; въ противномъ случаѣ быстрая перемѣна направленія сопровождалась бы потерей напора. Изслѣдуемъ теперь условія, при которыхъ вода вступаетъ на лопатки колеса. Найдемъ относительную скорость воды по отношенію къ лопаткѣ.

Извѣстно, что для этого надо сложить абсолютную скорость v со скоростью, равной скорости лопатки, но направленной въ противоположную сторону. Если мы обозначимъ скорость лопатки черезъ u, гдѣ u есть скорость на окружности діаметра D и представимъ величину ея черезъ ab', то относительная скорость $ac=w_1$ получится какъ діагональ параллелограма, построеннаго на $ad=v$ и $ab=-u$.

Если направленіе скорости w_1 не будетъ совпадать съ направленіемъ перваго элемента лопатки, то произойдетъ ударъ, при которомъ слагающая этой скорости по нормали къ лопаткѣ будетъ потеряна. Такая потеря энергіи совершенно невыгодна, поэтому удара надо избѣгать. Для этого же необходимо, чтобы направленіе перваго элемента лопатки колеса совпадало съ направленіемъ скорости w. Если мы обозначимъ уголъ перваго элемента съ основаніемъ черезъ β, то изъ треугольника adb получимъ слѣдующія соотношенія:

$$\frac{db}{ab}=\frac{u}{w_1}=\frac{Sn(\beta-\alpha)}{Sn\alpha} \quad \ldots\ldots\ldots (4)$$

и

$$\frac{ad}{ab}=\frac{v}{w_1}=\frac{Sn\beta}{Sn\alpha} \quad \ldots\ldots\ldots (5)$$

Разсмотримъ теперь движеніе воды по лопаткѣ до ея вытеканія изъ турбины. Здѣсь мы можемъ воспользоваться ур—емъ Д. Бернулли въ его обыкновенной формѣ, т. к переносное движеніе есть движеніе поступетельное. Такъ какъ давленіе при входѣ въ колесо и при выходѣ есть атмосферное давленіе, то, обозначая относительную скорость воды на послѣднемъ элементѣ лопатки черезъ w_2, найдемъ:

$$\frac{w_2^2}{2g}+\zeta_2\frac{w_2^2}{2g}=\frac{w_1^2}{2g}+h_1 \quad \ldots\ldots\ldots (6)$$

гдѣ членъ $\zeta_2 \frac{w_2{}^2}{2g}$ представляетъ вредныя потери. Отсюда получимъ:

$$w_2 = \sqrt{\frac{w_1{}^2 + 2gh_1}{1 + \zeta_2}}$$

Какъ показываетъ примѣненіе этой формулы къ существующимъ турбинамъ, величина ζ_2 такова, что въ среднемъ можно принять:

$$w_2 = 0{,}96\sqrt{w_1 + 2gh_1} \;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\; (6)$$

Чтобы получить теперь абсолютную скорость воды послѣ вытеканія изъ колеса, надо построить параллелограмъ на скоростяхъ $a_1\ c_1 = w_2$ и $a_1\ b_1 = u$; діагональ этого параллелограма и будетъ искомая скорости $a_1\ d_1 = v_0$.

Если вода вытекаетъ съ такой скоростью, то понятно, что каждый *kgr.* ея уноситъ энергію$=\frac{v_0{}^2}{2g}$, которую мы, слѣдов., теряемъ.

Понятно, что этой потери мы могли бы избѣжать только въ томъ случаѣ, если бы $v_0 = 0$; но это совершенно невозможно потому, что вода должна уходить изъ турбины, т. ч. съ этой потерей нужно уже примириться. Обыкновенно дѣлаютъ:

$$\frac{v_0{}^2}{2g} = 0{,}03H - 0{,}08H \;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\; (7)$$

Но здѣсь нужно обратить вниманіе еще на слѣдующее обстоятельство.

Если мы обозначимъ полный расходъ воды черезъ Q ширину выходнаго отверстія колеса черезъ b (черт. 6) и положимъ, что v_0 дѣлаетъ съ нижнимъ основаніемъ колеса уголъ δ (черт. 8), то найдемъ, пренебрегая толщиной лопатокъ:

$$Q = \pi . D . l_2 \, Sin. \delta v_0 \, . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (8),$$

гдѣ $\pi D l_2 \, S n \delta$ представляетъ проэкцію площади выходного отверстія на плоскость, перпендикулярную къ направленію v_0. Обыкновенно между l_2 и D устанавливаются опредѣленныя отношенія, т. е. полагаютъ $l_2 = mD$, гдѣ m—нѣкоторая дробь.

Въ такомъ случаѣ изъ соотношенія (8) имѣемъ:

$$D = \sqrt{\frac{Q}{\pi . m \, Sn \delta . v_0}} \, . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (9)$$

Изъ этого соотношенія видно, что, чѣмъ больше δ, тѣмъ меньше D при прочихъ равныхъ условіяхъ и тѣмъ дешевле будетъ стоить турбина.

Поэтому, разъ уже мы выбрали величину для v_0, нужно дать этой скорости такое направленіе, чтобы турбина вышла возможно дешевле, а этому условію наилучшимъ образомъ мы удовлетворимъ, если сдѣлаемъ $\delta = 90^0$, т. е. заставимъ воду по выходѣ изъ турбины течь по нормали къ основанію. Разъ это условіе выполнено, то треугольникъ $a_1 \; b_1 \; d_1$ будетъ прямоугольный. Обозначая уголъ послѣдняго элемента лопатки къ основанію черезъ γ, мы получимъ слѣдующія соотношенія:

$$w_2 \; Cos \gamma = u. \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (10)$$

$$w_2 \; sn \gamma = v_0 \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (11)$$

Пользуясь полученными отношеніями, покажемъ, какъ приблизительно характеризуются турбины Жирара по внѣшнему виду.

Если допустимъ, что $v_0 = 0$, то изъ ур—ія (11) получимъ: $\gamma = 0$ и изъ ур—ія (10) $w_2 = u$.

На основаніи ур—ія (6) можно положить приблизительно, что $w_1 = w_2$; тогда изъ соотношенія (4) мы приблизительно имѣемъ:

$$\beta = 2\alpha \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

Въ дѣйствительности $\beta = 2\alpha \pm (1_0$ или $2_0)$.

Обратимъ еще вниманіе на потерю напора, которая проистекаетъ вслѣдствіе того, что турбина должна стоять надъ водой на нѣкоторой высотѣ h_0, которую приходится слѣдов., терять.

Эту высоту h_0 дѣлаютъ, обыкновенно, равной (30—50) ${}_m/^m$. Легко понять, что при большихъ значеніяхъ H эта потеря будетъ меньше въ процентномъ отношеніи, чѣмъ при малыхъ.

Вычислимъ теперь работу турбины.

Вообразимъ сначала для общности, что v образуетъ съ нижнимъ основаніемъ уг. δ (черт. 9).

Работа отдаваемая водой турбинѣ, очевидно, равна разности энергій, приносимой водой къ турбинному колесу съ одной стороны, потерянной на вредныя сопротивленія и уносимой при вытеканіи изъ колеса съ другой стороны.

Каждый килограммъ воды, притекая къ колесу со скоростью v и имѣя возможность, проходя чрезъ колесо, падать съ высоты h_1 обладаетъ энергіей:

$$\frac{v^2}{2g} + h_1 .$$

Часть этой энергіи $\zeta_2 \frac{w_2^2}{2g}$ тратится на преодолѣніе вредныхъ сопротивленій и часть $\frac{v_0^2}{2g}$ уносится водой въ отводящій каналъ.

Т. образомъ каждый киллограммъ отдаетъ турбинѣ работу

$$L=\frac{v^2}{2g}+h_1-\zeta_2\frac{w_2^2}{2g}-\frac{v_0^2}{2g}$$

Преобразуемъ это выраженіе. Изъ $\triangle$ *abc* (черт. 9) имѣемъ:

$$w_2^2=v_0^2+2uv_0\cos\delta+u^2$$

т. ч.

$$L=\frac{v^2}{2g}+h_1-\zeta_2\frac{w_2^2}{2g}-\frac{w_2^2}{2g}+\frac{u^2}{2g}+\frac{2uv_0\cos\delta}{2g}$$

или, принимая во вниманіе ур—іе (6),

$$L=\frac{v^2}{2g}-\frac{w_1^2}{2g}+\frac{u^2}{2g}+\frac{2uv_0}{2g}\cos\delta$$

Далѣе, изъ треугольника *acd* (черт. 3) легко найдемъ:

$$w_1^2=u^2+v^2-2uv\cos\alpha$$

Такимъ образомъ

$$L=\frac{u}{g}(v\cos\alpha+v_0\cos\delta)$$

и полная работа въ 1^s при расходѣ Q куб. метр.

$$L=\frac{Q\triangle}{g}(v\cos\alpha+v_0\cos\delta\ u)$$

Если $\delta=90_0$, то

$$L=\frac{Q\triangle}{g}v\cos\alpha.\ u. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad .(13)$$

Если бы не было направляющаго аппарата, тогда мы должны бы были положить $\alpha=90^0$ и получили бы

$$L=0$$

Но такой результатъ получается вслѣдствіе нашего допущенія, что $\delta = 90^0$; въ общемъ же случаѣ безъ направл. аппарата мы получимъ:

$$\frac{Q\Delta}{g} v_0 \cos\delta . u \, . \, . \, . \, . \, . \, . \, . \, . \quad (\alpha)$$

При этомъ изъ треугольника $a_1 \, b_1 \, c_1$ (черт. 9). мы получимъ слѣдующее соотношеніе:

$$\frac{w_2}{v_0} = \frac{Sn\delta}{Sn\gamma} \, . \, . \, . \, . \, . \, . \quad (\beta)$$

Изъ соотношенія (α) видно, что при маломъ v_0, какъ это и должно быть, δ должно быть тоже очень мало, при этомъ, т. к. w_2 всегда будетъ довольно значительно, то мы изъ соотношенія (β) видимъ, что при малыхъ v_0 и δ. γ получаетъ уже очень малое значеніе, если мы хотимъ получить порядочный коэффиціентъ полезнаго дѣйствія; кромѣ того—, разъ $\alpha = 90^0$, то β должно получиться около 180^0. Въ результатѣ, если мы откажемся отъ напр. аппарата, то получимъ очень большой діаметръ турбины, что видно изъ ур—ія (9); одна турбина можетъ стоить дороже, чѣмъ напр. аппаратъ и турбина вмѣстѣ при обыкновенныхъ условіяхъ.

Чтобы перейти отъ большого угла β къ малому углу γ намъ пришлось бы вытянуть лопатку (черт. 10). Такая длинная лопатка поглащала бы на вредныя сопротивленія не менѣе, чѣмъ лопатка напр. аппарата и турб. колеса вмѣстѣ.

Въ довершеніе всего явилось бы затрудненіе при устройствѣ регулирующихъ приборовъ.

Вотъ въ виду всѣхъ этихъ обстоятельствъ и приходится всякую турбину снабжать направляющимъ аппаратомъ.

Вернемся теперь къ форм. (13), которая даетъ намъ работу турбины; эту работу мы можемъ выразить иначе на основанiи слѣдующихъ соображенiй. Если полный расходъ воды есть Q куб. метровъ, а паденiе H mtr, то мы располагаемъ энергiей:

$$L_d = Q \triangle H \text{ кл. метр}$$

Но вслѣдствiе выясненныхъ причинъ, мы въ состоянiи использовать только часть этой энэргiи.

$$L = \eta_1 Q \triangle H. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad , \quad . \quad . (14)$$

гдѣ $\eta_1 < 1$ есть гидравлическiй коэфф. полезнаго дѣйствiя турбины. Та же работа дается намъ съ другой стороны форм. (13). Сравнивая (13) съ (14), найдемъ:

$$\eta_1 Q \triangle H = v cos \alpha \, u \, \frac{Q \triangle}{g}$$

откуда

$$v.u.cos\alpha = \eta_1 g H \quad . \quad . \quad , \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . (15)$$

Коэфф. η_1 не даетъ намъ еще полнаго понятiя о степени утилизацiи энергiи, ибо при вычисленiи полнаго коэффицiента полезнаго дѣйствiя турбины, надо принять во вниманiе работу тренiя въ подпятникѣ, въ зубчатыхъ колесахъ и т. п.

Разсматривая всѣ выведенныя нами уравненiя, мы увидимъ, что они, если мы считаемъ данными величины H, h, h_1 и ho, содержатъ слѣдующiя неизвѣстныя: v, u, w_1, α. β. w_2. v_0 и γ, т. е. восемь неизвѣстныхъ для опредѣленiя которыхъ мы имѣемъ только семь ур—iй (3), (4), (5), (6), (7) (10) (11). При этомъ замѣтимъ, что вмѣсто v_0 мы можемъ выбирать η_1, ибо величины этого послѣдняго и зависятъ главнымъ образомъ отъ величины v_0, и тогда вмѣсто ур. (7) можемъ пользоваться ур—iемъ (15), что представляется удобнымъ, такъ какъ разсчетъ при этомъ значительно упрощается.

Величину же η_1 мы можемъ задавать себѣ по желанію; въ лучшихъ случаяхъ при малыхъ напорахъ (около 2 mtr) $\eta = 0,79 - 0,80$ и при большихъ—$0,84$ -$0,85$. Кромѣ того такъ какъ число неизвѣстныхъ больше, числа ур - ій, одно неизвѣстное придется выбирать произвольно.

Чтобы показать, какъ ведется подсчетъ турбины, возьмемъ какой нибудь примѣръ.

Положимъ, напр., что $H=5$ метр. и $Q=2$ куб. метр.

Прежде всего опредѣлимъ скорость v по формулѣ (3), выбирая для нашего случая коэффиціентъ 0,94. Но для того, чтобы опредѣлить v, намъ нужно знать h, или, что-то же h_1 и h_0. Что касается до h_0, то мы сдѣлаемъ его равнымъ 50 $^m/_m$; величину же h_1 мы пока опредѣлить не можемъ, ибо она выбирается въ зависимости отъ D, а D, какъ это легко видѣть, опредѣляется по v, ибо діаметръ напр. аппарата долженъ быть таковъ, чтобы послѣдній могъ пропускать черезъ себя всю воду, текущую со скоростью v. И такъ намъ приходится задаться величиной v, затѣмъ подсчитать по ней D и h_1 и опредѣлить дѣйствительное ея значеніе. Если новое значеніе не будетъ равно заданному, то надо пересчитать опять діаметръ и h_1 и опять опредѣлить скорость v.

Такимъ образомъ слѣдуетъ продолжать, пока два послѣдовательныя значенія v не будутъ равны между собою. Чтобы сократить число повторительныхъ подсчетовъ, надо стараться сразу дать v значеніе близкое къ дѣйствительному. Для этого можно руководиться слѣдующими соображеніями. Высота h есть нѣкоторая доля полнаго напора H, т. ч.:

$$h = mH, \text{ гдѣ } m < 1;$$

поэтому:

$$v = 0,94\sqrt{2gmH} = \sqrt{m_1}\,0,94\sqrt{2gH} = \varepsilon\sqrt{2gH}$$

При этомъ ε надо брать процента на 3 меньше выбраннаго коэфф. въ формулѣ (3), если напоръ малъ, и не болѣе 1%, если напоръ великъ. Примемъ въ нашемъ случаѣ $\varepsilon=0{,}92$; тогда:

$$v=0{,}92\sqrt{2gH}=0{,}92 . 9{,}9=9{,}11\,mtr.$$

Перейдемъ теперь къ подсчету діаметра напр. аппарата. Обозначимъ разстояніе между соотвѣтственными точками лопатокъ по окружности діам. D черезъ t_1 (шагъ) (черт. 11), разстояніе между лопатками по нормали къ послѣднему элементу—черезъ e_1, толщину лопатокъ черезъ σ_1, число ихъ черезъ z_1 ширину напр. аппарата—черезъ l_1; обозначимъ далѣе, толщину лопатокъ турбины черезъ σ_2 и число ихъ черезъ z_2. Предположимъ, что въ каждый моментъ эти послѣднія располагаются такъ, что всѣ лежатъ между лопатками напр., аппарата. Вычислимъ теперь выходное сѣченіе напр. аппарата, нормальное къ направленію v.

Очевидно, оно будетъ:

$$z_1\left(e_1+\sigma_1-\sigma_1-\frac{z_2}{z_1}\sigma_2\frac{Sn\alpha}{Sn\beta}\right)l_1=z_1\left(t_1 sn\alpha-\sigma_1-\frac{z_2}{z_1}\sigma_2-\frac{sn\alpha}{sn\beta}\right)l_1=$$

$$=\left(\pi D\sin\alpha-z_1\sigma_1-z_2\sigma_2\frac{sn\alpha}{sn\beta}\right)l_1$$

Это сѣченіе должно быть таково, чтобы оно могло пропускать весь секундный расходъ Q со скоростью v, т. е.

$$\left(D\pi\sin\alpha-z_1\sigma_1-z_2\sigma_2\frac{sn\alpha}{sn\beta}\right)l_1=\frac{Q}{v}$$

Число лопатокъ опредѣляется по D, но такъ какъ мы не знаемъ D, то не можемъ установить число ихъ точно. Однако же приблизительно сдѣлать это можно.

Величина e_1 дѣлается обыкновнинно отъ (25—35) $^m/_m$. Т. к. мы разсматриваемъ всю массу воды между лопатками, какъ одну струю, то, понятно, чѣмъ e_1 меньше, тѣмъ ближе будетъ наше представленіе подходить къ дѣйствительности и тѣмъ лучше будетъ использована энергія; но съ другой стороны эта выгода компенсируется увеличеніемъ работы тренія и возрастаніемъ цѣны турбины.

Мы въ нашемъ случаѣ выберемъ $e_1=30$ $^m/_m$. Толщина лопатокъ если онѣ желѣзныя штампованныя, дѣлается равной.

—6—8 $/_m$

чугун. 10—12 $^m/_m$,

принимаемъ $\sigma_1=\sigma_2=7$ $^m/_m$

Кромѣ того верхній край лопатки колеса заостряется, чтобы увеличить площадь выходного сѣченія и уменьшить сопротивленіе, происходящее отъ удара. Положимъ, что въ нашемъ случаѣ толщина лопатки вверху$=\frac{1}{3}\sigma_2=\frac{7}{3}$ $^m/_m$. Теперь мы можемъ съ большимъ приближеніемъ оцѣнить, насколько лопатки стѣсняютъ выходное отверстіе.

Возьмемъ свободное сѣченіе между двумя лопатками:

$$t_1 sn\alpha - \sigma_1 - \frac{z_2}{z_1}\sigma_2\frac{sn\alpha}{sn\beta}$$

Примемъ приблизительно, что $z_2=z_1$ и $sn\beta=2sn\alpha$; тогда имѣемъ:

$$37-7-\frac{1}{6}7=29 \ ^m/_m$$

Въ процентномъ отношеніи это стѣсненіе будетъ равно:

$$\frac{2900}{37}=78\%$$

Но чтобы имѣть нѣкоторый запасъ въ выходномъ сѣченіи, что всегда полезно, ибо турбина снабжается регулирующимъ приборомъ, т. ч. ее можно открыть настолько, насколько это понадобится, мы будемъ считать, что выходное сѣченіе стѣснено на 75%; тогда имѣемъ:

$$0{,}75.D.\pi.sn\alpha l_1 = \frac{Q}{v} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (\alpha)$$

Ширина l_1 дѣлается обыкновенно:

$$l_1 = \frac{D}{8} - \frac{D}{12}$$

Большая ширина при маломъ напорѣ и большомъ расходѣ и меньшая въ обратномъ случаѣ. Примемъ:

$$l_1 = \frac{D}{10}$$

Тогда форм. (α) принимаетъ видъ:

$$\frac{0{,}75\, D^2 \pi \sin\alpha}{10} = \frac{Q}{v} = \frac{2}{9{,}11},$$

откуда

$$D = \sqrt{\frac{20}{0{,}75.\pi.\,9{,}11\, sn\,\alpha}}$$

Здѣсь оказывается еще вторая неизвѣстная величина - α. Мы видѣли выше, что одну неизвѣстную мы можемъ выбрать произвольно.

Отсюда и видно, что удобнѣе всего выбирать α, которая берется слѣдующимъ образомъ:

Напоръ $H = 1,\ 5-8$ м.

$$\alpha = 18^\circ - 24^\circ$$

Расходъ $Q = 1-5$ куб. м.

Напоръ $H=8-12$ м.

$\alpha=15-18^0$

Расходъ $Q=1,-1,5$ куб. м.

Понятно, что это только среднія величины, которыя соотвѣтствуютъ обыкновеннымъ величинамъ значеніямъ η_1. Но надо замѣтить, что чѣмъ ниже выбрано η_1, тѣмъ больше надо дѣлать α, ибо въ противномъ случаѣ для угла γ (черт. 6) и ширины турбины внизу будутъ получаться несообразныя значенія.

Выберемъ $\alpha=21^\circ$; тогда найдемъ:

$$D=\sqrt{\frac{20}{0{,}75,\pi,9{,}11,0{,}358}}=1{,}615\ mtr.$$

Принимаемъ $D=1,6.$, mtr. т. к. мы сдѣлали запасъ; теперь мы можемъ назначить величину h_1. Ее дѣлаютъ обыкновенно:

$$h_1=\left(\frac{1}{8}-\frac{1}{11}\right)D$$

при чемъ большія значенія относятся къ малымъ расходамъ и малымъ напорамъ. Примемъ для нашего случая $h_1=\frac{D}{10}=160\ ^m/_m.$

Теперь мы можемъ опредѣлить h; именно:

$$h=H-h_1-h_0=5-0{,}16-0{,}05=4{,}79\ mtr.$$

и

$$v=0{,}94\sqrt{2g,4{,}79}=0{,}94,9{,}695=9{,}15\ mtr.$$

Такъ какъ скорость мало разнится отъ принятой нами раньше, то мы не будемъ измѣнять діаметра, а при повтореніи подсчета выходн. отверстія напр. аппарата можемъ считать неизвѣстной его ширину h_1.

Найдемъ теперь число лопатокъ и истинную величину разстояній между ними t_1.

Мы выбрали $\sigma_1 + e_1 = t_1 \; sn\alpha = 37 \; ^m/_m$; отсюда:

$$t_1 = \frac{37}{sn\alpha} = \frac{37}{0{,}358} = 104$$

Т. образомъ:

$$z_1 = \frac{\pi D}{1{,}04} = 48{,}5.$$

Принимаемъ $z_1 = 48$ и $z_2 = 47$.

Мы выбираемъ числа лопатокъ разныя для напр. аппарата и колеса. Одинаковыми эти числа никогда дѣлать не слѣдуетъ, ибо тогда лопатки турбины будутъ въ извѣстные моменты всѣ лежать подъ лопатками напр. аппарата, а затѣмъ въ слѣдующій моментъ будутъ всѣ находиться между послѣдними, такъ что скорость истеченія будетъ то увеличиваться то вдругъ уменьшаться; такое же внезапное измѣненіе скорости поведетъ къ ударамъ и напрасной потерѣ энергіи.

Обыкновенно дѣлаютъ z_2 дѣлаютъ меньше z_1, ибо въ противномъ случаѣ можетъ произойти то, что изображено на черт. (12).

Пространство между лопатками турбины могло бы быть вполнѣ заполнено водой, т. ч. въ зазорѣ могъ бы образоваться избытокъ давленія и правильность движенія нарушилась бы.

Теперь имѣя число и толщину лопатокъ, мы можемъ провѣрить выходное отверстіе изъ напр. аппарата. Для этого воспользуемся формулой:

$$\left(\pi . D . sn\alpha - 48 . 0{,}007 - \frac{1}{6} 47 . 0{,}007\right) l_1 = \frac{2}{9{,}15}$$

изъ которой не измѣняя D будемъ опредѣлять l_1.

Не трудно найти, что:

$$l_1 = 156 \ ^m/_m.$$

Но эта ширина соотвѣтствуетъ какъ разъ заданному расходу. Если желательно имѣть запасъ, то ее можно немного увеличить. Мы примемъ:

$$l_1 = 160 \ ^m/_m.$$

что будетъ соотвѣтствовать расходу:

$$Q_1 = Q\frac{160}{156} = 2.\frac{160}{156} = 2,1 \text{ куб. м.}$$

Этотъ расходъ мы и должны принимать при подсчетѣ колеса турбины.

Будемъ теперь опредѣлять другіе элементы турбины.

Воспользуемся соотношеніемъ

$$v.u.\cos\alpha = \eta_1.gH$$

Задавшись величиной η_1, мы можемъ опредѣлить отсюда u. Положимъ въ нашемъ случаѣ $\eta = 0,83$; тогда:

$$u = \frac{0,83.9,81.5}{9,15.\cos 21^{\circ}} = \frac{0,83.9,81.5}{9,15.0,934} = 4,75 \ mtr.$$

Далѣе для опредѣленія β воспользуемся соотношеніемъ.

$$\frac{u}{v}=\frac{sin(\beta-\alpha)}{sn\beta},$$

которое сначала нѣсколько преобразуемъ:

$$usn\beta=v(sn\beta cos\alpha-sn\alpha cos\beta),$$

откуда:

$$sn\beta(u-vcos\alpha)=-vsn\alpha cos\beta$$

и

$$tg\beta=\frac{vsn\alpha}{vcos\alpha-u},$$

такъ что въ нашемъ случаѣ:

$$tg\beta=\frac{9{,}15.\ 0{,}358}{9{,}15.\ 0{,}934-4{,}75}=0{,}885.$$

и

$$\beta=41^{\circ}\ 30^{1}$$

Теперь можемъ по соотношенію:

$$w_{1}=\frac{vsn\alpha}{sn\beta}$$

найти w_{1}.

Въ нашемъ случаѣ:

$$w_{1}=\frac{9{,}15.\ 0{,}358}{0{,}663}=4{,}95\ mtr.$$

Затѣмъ опредѣлимъ w_{2};

$$w_2 = 0{,}96\sqrt{2gh + w_1^{\,2}}$$

Въ нашемъ случаѣ:

$$w_2 = 0{,}96\sqrt{19{,}62 . 0{,}16 + (4{,}95)^2} = 0{,}96\sqrt{24{,}5 + 3{,}85} = 0{,}96 . 5{,}25 =$$
$$= 5{,}03 \ mtr.$$

Наконецъ:

$$\cos\gamma = \frac{u}{w_2} = \frac{4{,}75}{5{,}03} = 0{,}943$$

и

$$\gamma = 19^0\ 30'.$$

Провѣримъ, какъ велика будетъ скорость v_0; имѣемъ:

$$v_0 = w_2 \sin\gamma = 5{,}03 . 0{,}334 = 1{,}7 \ mtr.$$

Высота, соотвѣтствующая этой скорости будетъ составлять слѣдующую долю x полнаго напора:

$$\frac{(1{,}7)^2}{19{,}62} = x\ 5;\ x = \frac{(1{,}7)^2}{19{,}02 . 5} = \frac{2{,}89}{99} = 0{,}0292$$

Перейдемъ теперь къ подсчету турбиннаго колеса. Прежде всего вычислимъ выходное отверстіе. Обозначимъ высоту струи при выходѣ изъ колеса черезъ $ab = e_3$ (чер. 13); разстояніе между лопатками черезъ $ac = e_2$ и толщину лопатки черезъ σ_2. Тогда, какъ легко видѣть величина выходного отверстія будетъ:

$$(\pi D . \sin\gamma - z_2\,\sigma_2)\ l_2 = \frac{1}{w_2}$$

Но обыкновено высота струи въ колесѣ меньше разстоянія между лопатками, т. е.

$$e_3 < e_2.$$

Это дѣлается съ цѣлью обезпечить всюду внутри колеса свободный доступъ воздуха, чтобы имѣть увѣренность, что на свободную поверхность всюду дѣйствуетъ атмосферное давленіе.

Съ этой же цѣлью между вогнутой стороной струи и выпуклой стороной лопатки на внѣшней стѣнкѣ колеса дѣлаются отверстія m (черт. 13). Такимъ образомъ въ этомъ пространствѣ будетъ всегда циркулировать воздухъ, который будетъ препятствовать образованію вихрей и мертвыхъ пространствъ, могущихъ нарушать правильность теченія воды.

Отношеніе $\frac{e_3}{e_2}=\mu$ дѣлается обыкновенно отъ 0,5 до 0,75, т. ч. для истеченія воды будетъ утилизироваться только нѣкоторая доля выходного отверстія. Такимъ образомъ.

$$\mu\ (\pi D \sin\gamma - z_2\ \sigma_2)\ l_2 = \frac{Q_1}{w_2}$$

Выбиремъ въ нашемъ случаѣ $\mu=0,75$; тогда:

$$l_2=\frac{2,1}{0,75\,(5,026.\,0,334-47.\,0,007)\,5,03}=394\ {}^m/_m.$$

принимаемъ $l_2=400\ {}^m/_m$.

При этомъ замѣтимъ, что отношеніе:

$$\frac{l_2}{l_1} \text{ не должно быть больше } 3,5,$$

ибо въ противномъ случаѣ трудно ожидать, что вода разойдется по всей ширинѣ лопатки.

Остается теперь по найденнымъ угламъ α, β и γ построить профили лопатокъ направляющаго аппарата и колеса. Поверхность же лопатокъ образуется обыкновенно какъ винтовая поверхность, направляющей, которой служить профиль, начерченный на цилиндрѣ, соотвѣтствующемъ діаметру D и образующей—прямая перпендикулярная къ оси.

Лопатки направляюшаго аппарата вычерчиваются очень просто. Проведемъ двѣ горизонтальныя линіи на разстояніи высоты направляющаго аппарата h_1' (черт. 14), которая дѣлается, обыкновенно, отъ $(^2/_3—^3/_4)\ h_1$ (выс. турб. кол.)

Откладываемъ на нижней линіи MN длину $a_0\,b_0=t_1=$шагу, изъ точекъ $a_0\,b_0$ ведемъ прямыя $a_0\ a^1_0$ и $b^0\ b_1$ подъ угломъ α къ MN; затѣмъ параллельно имъ (выше или ниже) ведемъ еще двѣ прямыя на разстояніи $\sigma_1=$толщинѣ лопатокъ. Откладываемъ далѣе отъ a длину $a\ a_1=5—10\ ^m/_m$ и возставляемъ въ точкѣ a_1 перпендикуляръ къ направленію $a\ a_1$, который продолжаемъ до перечѣченія съ M^1N^1 въ точкѣ 0. Изъ этой точки, какъ изъ центра описываемъ дуги окружности b_1b_2 и c_1c_2 до пересѣченія съ M^1N^1. Такимъ образомъ и получаемъ профиль одной лопатки. Совершенно подобнымъ же образомъ строимъ и другія лопатки, Легко видѣть, что что построенная нами лопатка удовлетворяетъ всѣмъ требованьямъ: дѣлаетъ съ верхнимъ основаніемъ уголъ 90° и съ нижнимъ уголъ α, и также обезпечиваетъ надлежащее направленіе при выходѣ, ибо здѣсь вода нѣкоторое время течетъ между двумя параллельными прямыми b_0b и aa_1.Мы сказали, что длина отрѣзка aa_1 дѣлается 5- 10 $^m/_m$, но иногда ее дѣлаютъ равной нулю, т. е. ведутъ перпендикуляръ, опредѣляющій центръ 0, къ направленно $a_0a^1_0$ не изъ a_1 а изъ a. Но ни въ какомъ случаѣ не слѣдуетъ дѣлать длину прямой части лопатки такой, чтобы перпендикуляръ—изъ a встрѣчалъ кривую поверхность лопатки, ибо въ такомъ случаѣ надлежащее направленіе струи при выходѣ изъ направляющаго аппарата не было бы обезпечено.

Немного сложнѣе построеніе профиля лопатки колеса. Нижнюю часть строятъ совершенно такимъ же способомъ, какъ и въ предыдущемъ случаѣ, только здѣсь нѣтъ надобности дѣлать прямую часть длинной, ибо чѣмъ она длиннѣе тѣмъ кривѣе выходитъ верхняя часть при данной высотѣ колеса и, слѣдовательно, тѣмъ больше будутъ сопротивленія отъ кривизны. Но не слѣдуетъ дѣлать также прямую часть и' особенно, короткой, ибо въ такомъ случаѣ при достаточной толщинѣ струи не всѣ струйки успѣютъ принять надлежащее направленіе. Обыкновенно, конецъ прямой части ограничивается перпендикулярномъ къ ней изъ конца слѣдующей лопатки. $a_0 o \perp$ къ bb_1 огранич. прямую часть bb_1).) Остальная часть лопатки очерчивается по окружности, но такъ, чтобы она встрѣчала верхнее основаніе подъ угломъ β. Для этого проводимъ изъ b_1' прямую $b_1' b_2$ подъ угломъ $\frac{\beta+\gamma}{2}$ къ $b_1\, o$; точка b_2, гдѣ эта прямая пересѣкаетъ $M' N'$, и опредѣлить конецъ лопатки.

Чтобы найти центръ окружности, проводимъ черезъ b_2 прямую $b_2\, b_3$ подъ угломъ β къ основанію и возставляемъ въ b_2 перпендикуляръ къ этой прямой; пересѣченіе этого перпендикуляра съ $b_1\ O$ и опредѣляетъ искомый центръ, что легко обнаружить изъ разсмотрѣнія чертежа 15-го. Выпуклая сторона лопатки обводится изъ того же центра. O. Если лопатка чугунная (черт. 16) то выпуклая сторона ея. очерчивается нѣсколько иначе.

Т. к. такая лопатка, получается отливкой, то желательно сразу нѣкоторое заостреніе ребра b; кромѣ того лопатка въ средней части получаетъ нѣкоторое утолщеніе, ибо она въ такомъ случаѣ прочнѣе связываетъ ободья. Чтобы удовлетворить сразу двумъ этимъ условіямъ, выбираютъ уголъ наклона перваго элемента выпуклой стороны съ основаніемъ нѣсколько меньше угла β, наприм., (черт. 10).

$$\beta^1 = \beta - 10^0$$

а затѣмъ вычерчиваніе ея производятъ въ описанномъ порядкѣ. Нижняя часть обыкновенно очерчивается прямой cd, параллельной прямой ab.

Послѣ вычерчиванія лопатки колеса надо опредѣлить профиль поперечнаго сѣченія (черт. 17) или иначе величины $l_1{}^1$ x^1 x_2 l_2.

Ширина $l_1{}^1$ дѣлается немного больше l_1, т. ч.

$$l_1{}^1 = l_1 + (6-20)\ {}^m/_m.$$

Это дѣлается съ цѣлью, чтобы въ случаѣ неправильнаго центрированія турбины и направляющаго аппарата вода не протекала наружу. Гакъ какъ вода сразу расшириться не можетъ, то можно считать, что ширина струй въ верхнемъ сѣченіи$=l_1$. Найдемъ въ этомъ предположеніи, какую приблизительно часть ab, т. е. $t_2 - \dfrac{\sigma_2}{sin\beta}$ будетъ занимать струя. Обозначая эту долю черезъ μ. найдемъ:

$$l_1\ z_2\ \mu\ \left(t - \frac{\sigma_2}{sin\beta}\right) w_1 sin\beta = Q$$

и по предыдущему (приблизительно):

$$(z_1 t_1 \sin\alpha - z_1 \sigma^1) l_1 v = Q_1$$

Сравнивая эти выраженія

$$\left(\mu D - \mu \frac{z_2 \sigma_2}{Sn\beta}\right) w_1 \sin\beta = \left(D - \frac{z_1 \sigma_1}{Sn\,\alpha}\right) v\, sn\,\alpha$$

Но по ур-ю (5) $w_1 \sin\beta = v \sin\alpha$.

т. ч.

$$\mu D - \frac{\mu z_2 \sigma_2}{\sin\beta} = D - \frac{z_1 \sigma_1}{\sin\alpha}$$

Если будемъ приблизительно считать что выраженія

$$\frac{\mu z_2 \sigma_2}{\sin\beta} \text{ и } \frac{z_1 \sigma_1}{sn\alpha}$$

равны между собой, то найдемъ, что

$$\mu = 1$$

т. е. струя вверху будетъ заполнять все пространство между двумя сосѣдними лопатками. Кромѣ этого мы знаемъ высоту струи e_3 при выходѣ. Чтобы опредѣлить ширину профиля колеса на любой высотѣ, ведутъ отъ руки свободную поверхность струи черезъ точки b и c_1, при томъ такъ чтобы въ c_1 кривая bc_1 касалась къ прямой, наклоненной къ горизонту подъ угломъ γ. Затѣмъ выбираемъ на вогнутой поверхности лопатки точки a_1, a_2, a_3 и т. д. и ведемъ въ нихъ нормали aa', $a_1 a'_1$, $a_2 a'_2$ и т. д., которыя дѣлимъ затѣмъ пополамъ и черезъ точки дѣленія ведемъ кривую AB: это будетъ средняя струя. Какъ поверхность $ba'a'_1$ . . . . , такъ и средняя линія должны идти плавно безъ рѣзкихъ поворотовъ и угловъ. Дѣлимъ затѣмъ высоту колеса h_1 на нѣсколько равныхъ частей (6—10) и черезъ точки дѣленія

1, 2, 3... проводимъ горизонтали 11', 22', 33', ... Въ точкахъ пересѣченія I, II, III этихъ горизонталей съ средней струей ведемъ къ послѣдней нормали, длину которыхъ и будемъ считать за высоты струи y_1, y_2, y_3.... Чтобы опредѣлить соотвѣтствующія ширины x_1, x_2, x_3 и т. д. составляемъ ур-ія.

$$y x w_x = \frac{Q_1}{z_2}$$

Но здѣсь намъ неизвѣстно еще w_x. Такъ какъ разность между w_1 и w_2 вообще незначительна, что считаютъ всѣ $w_x = \frac{w_1 + w_2}{2}$, или же считаютъ, что скорости w_x возрастаютъ пропорціонально высотѣ,

$$w_x - w_1 = (w_2 - w_1) \frac{h_x}{h_1}$$

Когда величины x найдены, можно построить поперечный профиль колеса. Если при этомъ окажется, что профиль выходитъ угловатымъ, надо его сгладить и затѣмъ по соотвѣтствующей величинѣ x найти новое значеніе y, Если струя при этомъ станетъ угловатой, надо немного измѣнить ее и опять подсчитать x и такъ продолжать далѣе до тѣхъ поръ пока и струя и профиль окажутся совершенно плавными.

Иногда въ томъ случаѣ, когда ожидается поднятіе воды до отверстія m (чер. 7) ихъ не дѣлаютъ, а взамѣнъ этого, чтобы подводить воздухъ внутрь каналовъ колеса, дѣлаютъ ширину

$$l'_1 = \left(\frac{5}{4} - \frac{3}{2}\right) l_1$$

Изъ предыдущаго мы видѣли, что вода во всякомъ каналѣ турбины протекаетъ совершенно независимо отъ другихъ каналовъ, поэтому воду можно пускать только въ часть каналовъ, не опасаясь, что вслѣдствіе этого коэффиціентъ полезнаго дѣйствія можетъ значительно понизиться. Въ виду этого обстоятельства турбина Жирара можетъ быть разсчитана, какъ парціальная т. е., какъ работающая частью своихъ каналовъ, а это является необходимымъ въ случаѣ малаго расхода, ибо въ противномъ случаѣ при маломъ значеніи D и данной величинѣ u (скорость по окружности) могло бы получиться очень большое число оборотовъ, что потребовало бы сложной тяжелой передачи отъ вала турбины къ главному валу фабрики. Кромѣ того въ виду того же обстоятельства турбина Жирара легко регулируется закрытіемъ нѣсколькихъ каналовъ направляющаго аппарата совершенно безъ пониженія коэффиціента полезнаго дѣйствія, чего нельзя сказать, какъ увидимъ ниже, о турбинахъ другого рода. Эти качества дѣлаютъ турбину Жирара одной изъ самыхъ распространенныхъ. Ее можно строить для всякихъ расходовъ и напоровъ, но съ особеннымъ успѣхомъ тамъ, гдѣ расходъ сильно измѣняется, а напоръ остается приблизительно постояннымъ. Лишь только тогда, когда уровень нижней воды поднимается настолько высоко, что заполняетъ турбину, коэффиціентъ ея полезнаго дѣйствія значительно понижается, вслѣдствіе того, что мертвая вода затопитъ свободное пространство между струей и выпуклой стороной лопатки и можетъ значительно нарушить правильность движенія.

Но въ сущности говоря и это не составляетъ большой бѣды. Обыкновенно поднятіе уровня сопровождается возрастаніемъ расхода, такъ что если сдѣлать турбину съ запасомъ, можно нужную работу получить на счетъ расхода, не заботясь о высокомъ коэффиціентѣ полезнаго дѣйствія. Дѣйствительно высокій коэффиціентъ полезнаго дѣйствія необходимъ только тогда, когда ощущается недостатокъ въ водѣ, а не тогда, когда избытокъ ея приходится спускать черезъ запасные шлюзы плотины.

Но все таки были попытки ослабить вліяніе потопленія на коэф. полезнаго дѣйствія турбины Жирара. Hänel устраивалъ съ этой цѣлью двойную лопатку (чер. 18). На выпуклой сторонѣ каждой лопатки онъ присоединялъ другую поверхность, которая какъ разъ граничитъ съ свободной поверхностью струи. Вода въ такой турбинѣ течетъ свободной струей, какъ въ турбинѣ Жирара, но здѣсь нѣтъ свободнаго, незанятого водой пространства. Если такая турбина и будетъ затоплена водой, то мертвая вода не можетъ войти въ нее. Такія турбины называются *предѣльными*. Но всетаки въ томъ случаѣ, когда уровень нижней воды сильно колеблется, предпочитаютъ устраивать турбины такого рода, которыя лежатъ всегда ниже уровня нижней воды.

Мы описывали здѣсь только осевую турбину Жирара, но, понятно, что на томъ же принципѣ (теченіе воды подъ атмосф. давленіемъ при свободномъ расширеніи струи) можно строить и другія турбины. Всѣ эти турбины носятъ названіе *турбинъ Жирара*.

2. *Французская осевая турбина.*

Теорію этой турбины мы будемъ излагать примѣнительно къ схемѣ (чер. 19). Будемъ опять, придерживаясь прежнихъ обозначеній, слѣдить послѣдовательно за движеніемъ воды отъ поверхности ея въ ящикѣ до выхода изъ колеса. Разсмотримъ сначала истеченіе воды изъ направляющаго аппарата. По теоремѣ Д. Бернулли будемъ имѣть:

$$\frac{v^2}{2g}+\frac{p}{\Delta}+\zeta_1\frac{v^2}{2g}=\frac{p_0}{\Delta}+H+h \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (1)$$

Изъ этого ур-iя мы и можемъ опредѣлить v; если намъ будетъ извѣстна величина p (давленiе въ зазорѣ между турбиной и направляющимъ аппаратомъ.

Выгоднѣе всего давленiе p выбрать такъ, чтобы оно было равно давленiю снаружи на той же глубинѣ. Если p было бы меньше этого давленiя, то извнѣ втекало бы въ турбину нѣкоторое количество воды, что нарушало бы правильность теченiя. Если бы имѣло мѣсто обратное, т. е. p было бы больше давленiя окружающей воды, то черезъ зазоръ вытекало бы нѣкоторое количество воды, уносящее на каждый вытекающiй въ секунду киллограммъ количество энергiи, равное $\frac{v^2}{2g}$.

Наружное давленiе около зазора, очевидно, есть:

$$p_0+\Delta h,$$

т. ч. полагаемъ,

$$p=p_0+\Delta h.$$

Въ такомъ случаѣ изъ ур-iя (1) найдемъ:

$$\frac{v^2}{2g}+\zeta_1\frac{v^2}{2g}+h+\frac{p_0}{\Delta}=\frac{p_0}{\Delta}+H+h,$$

откуда

$$v=\sqrt{\frac{2gH}{1+\zeta_1}}=m\sqrt{2gH} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (2)$$

Отсюда видно, что, еслибы не было вредныхъ потерь, скорость вытеканія изъ напривляющаго аппарата соотвѣтствовала бы располагаемому напору *H*.

Коэф. m въ данномъ случаѣ будетъ имѣть ту же величину, что и въ предыдущемъ.

Что касается вступленія воды на лопатку турбины, то оно должно совершаться при тѣхъ же условіяхъ, какъ и въ турбинѣ Жирара, т. е относительная скорость должна имѣть направленіе перваго элемента лопатки.

На основаніи этого мы получаемъ слѣдующія соотношенія (черт. 19):

$$\frac{u}{w_1} = \frac{sin\,(\beta - \alpha)}{sn\alpha} \quad . \; . \; . \; . \; (3) \quad \text{и} \quad \frac{v}{w_1} = \frac{zn\,\beta}{sn\,\alpha} \quad . \; . \; . \; . \; (4)$$

Составимъ теперь уравненіе Бернулли для движенія воды отъ перваго элемента лопатки турбины до выхода ея наружу.

Будемъ имѣть:

$$\frac{w_1^2}{2g} + \frac{p}{\triangle} + h_1 - h = \frac{w_2^2}{2g} + \zeta_2 \frac{w_2^2}{2g} + \frac{p_1}{\triangle},$$

гдѣ p_1 равно давленію на глубинѣ h_1, т. е.

$$p_1 = p_0 + \triangle h_1$$

Такимъ образомъ, принимая ве вниманіе, что $p_1 = p_0 + \triangle h_1$ найдемъ:

$$\frac{w_1^2}{2g} = \frac{w_2^2}{2g} + \zeta_2 \frac{w_2^2}{2g},$$

откуда

$$w_2 = \frac{w_1}{\sqrt{1+\zeta_2}} = m_1 w_1 \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (5)$$

Коэф. m_1 въ данномъ случаѣ, какъ мы увидимъ ниже, будетъ нѣсколько меньше, чѣмъ для турбины Жирара; так. образомъ:

$$w_2 = 0,95\ w_1.$$

Если мы сложимъ w_2 съ u по правилу параллелограмма, то найдемъ абсолютную скорость v_0, съ которой вода оставляетъ турбину. Какъ мы выяснили раньше, эта скорость должна быть направлена нормально къ нижнему основанію турбины. Это требованіе даетъ намъ слѣдующее условіе (черт. 20):

$$w_2 cos\,\gamma = u \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (6)$$

$$w_2 sin\,\gamma = v_0 \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots (7)$$

Подсчетъ этой турбины производится въ томъ же порядкѣ и по тѣмъ же правиламъ, какъ подсчетъ турбины Жирара; при этомъ въ данномъ случаѣ скорость v опредѣляется сразу по ф. (2) по данному напору, такъ что подсчетъ оказывается менѣе сложнымъ.

Обратимъ вниманіе только на одну существенную разницу. Въ данномъ случаѣ выходное отверстіе изъ турбины должно быть разсчитано такъ, чтобы вода совершенно заполняла промежутокъ между двумя лопатками (черт. 20) и препятствовала бы доступу внутрь турбины воды снизу, которая нарушала бы правильность движенія.

По сравненію съ турбиной Жирара эта турбина имѣетъ слѣдующіе недостатки:

1) Между поверхностью струи и задней стороной лопатки образуется свободный промежутокъ, который, по всей вѣроятности, заполняется мертвой водой, обладающей медленными вихревыми движеніями; слѣдуетъ думать, что эта вода будетъ до нѣкоторой степени нарушать правильность движенія, что выразится нѣкоторой потерей энергіи, почему въ форм. (5) коэфф. m_1 слѣдуетъ взять меньше соотвѣтствующаго коэфф. для турб. Жирара. Если бы лопаткѣ придать такую форму, чтобы ея задняя сторона соприкасалась съ поверхностью струи, то увеличилась бы поверхность тренія и потеря энергіи могла оказаться еще больше.

2) Такого рода турбина не можетъ работать, какъ парціальная, ибо промежутокъ между неработающими лопатками тотчасъ же заполняется внѣшней водой; когда за этими лопатками наступаетъ очередь работать, то работ. вода, вступая между ними, ударяется объ заполнившую ихъ воду, что, понятно, сопровождается потерей энергіи. Вслѣдствіе той же причины, французская турбина очень плохо регулируется. Кромѣ того при малыхъ расходахъ діаметръ турбины получается очень малымъ, такъ что при данномъ значеніи скорости u получается значительное число оборотовъ, что необходимо влечетъ за собою сложную передачу и значительныя потери на треніе въ этой передачѣ. Но эта турбина имѣетъ и преимущества передъ турбиной Жирара. Мы видѣли, что послѣдняя должна быть поставлена на нѣкоторой высотѣ надъ уровнемъ нижнихъ водъ, что сопровождается потерей части паденія, между прочимъ какъ въ данномъ случаѣ такой потери не наблюдается. Второе ея преимущество передъ турбиной Жирара заключается въ томъ, что она можетъ быть поставлена во всасывающей трубѣ (чер. 21)

на значительной высотѣ надъ уровнемъ нижнихъ водъ, что дѣлаетъ ее болѣе доступной наблюденію.

Наконецъ, французская турбина хорошо приспособлена къ колебанію уровней, ибо, если уровни колеблются незначительно, то H сохраняетъ постоянную величину и поэтому правильность теченія не нарушается и коэфф. полезнаго дѣйствія не падаетъ.

3. *Всасывающая труба.*

Всасывающей трубой называется цилиндрическая или слегка коническая труба, нижній конецъ которой погруженъ подъ уровень нижнихъ водъ, а верхній примыкаетъ къ направляющему аппарату, т. ч. вода въ нее проникаетъ только черезъ турбину.

Покажемъ, что въ какомъ бы мѣстѣ ея мы ни поставили турбину, мы получимъ всегда одну и ту же работу.

Найдемъ скорость теченія изъ направляющаго аппарата. По теоремѣ Бернулли имѣемъ:

$$\frac{v^2}{2g}+\frac{p}{\triangle}+\zeta_1\frac{v^2}{2g}=h+\frac{p_0}{\triangle} \ldots\ldots\ldots\ldots (0)$$

По предыдущему положимъ, что p=давленію во внѣшней средѣ. Чтобы найти это давленіе примѣнимъ теорему Бернулли къ движенію по трубѣ отъ нижняго основанія турбины до выходнаго отверстія:

$$\frac{v_3^{\,2}}{2g}+\zeta_3\,\frac{v_3^{\,2}}{2g}+\frac{p_3}{\Delta}=\frac{v_2^{\,2}}{2g}+\frac{p_2}{\Delta}+h_2 \quad \dots\dots\dots (2)$$

Допустимъ для простоты, что $v_2=v_3$ и пренебрежемъ вредными сопротивленіями въ трубѣ, т. е. положимъ $\zeta_3=0$; тогда изъ ур-ія (2) получимъ:

$$\frac{p_3}{\Delta}=\frac{p_2}{\Delta}+h_2 \quad \dots\dots\dots (3)$$

Легко видѣть, что

$$p_3=p_0+\Delta h_3$$

Въ такомъ случаѣ

$$p_2=p_0-\Delta(h_2-h_3) \quad \dots\dots\dots (4)$$

Найдемъ теперь давленіе около зазора. Можно допустить, что верхняя часть трубы будетъ заполнена водой, обладающей медленными вихревыми движеніями, такъ что давленіе будетъ слѣдовать здѣсь законамъ гидростатики. Такимъ образомъ.

$$p_1=p_2-\Delta(h_1-h)=p_0-\Delta(h_1-h)-\Delta(h_2-h_3) \quad \dots (5)$$

Допустимъ теперь, что давленіе въ зазорѣ равно давленію p_1, и будемъ въ этомъ предположеніи искать скорость истеченія изъ направляющаго аппарата. Пользуясь теоремой Д. Бернулли найдемъ:

$$\zeta_1\,\frac{v^2}{2g}+\frac{v^2}{2g}+\frac{p_1}{\Delta}=\frac{p_0}{\Delta}+h$$

Принимая во вниманіе соотношеніе (5) получимъ:

$$\frac{v^2}{2g}+\zeta_1\frac{v^2}{2g}-h_1+\frac{p_0}{\Delta}+h-h_2+h_3=\frac{p_0}{\Delta}+h$$

Откуда

$$v=\frac{\sqrt{2g\,(h_2+h_1-h_3)}}{\sqrt{1+\zeta_1}}=\frac{1}{\sqrt{1+\zeta_1}}\sqrt{2g\,H},$$

Т. е. скорость истеченія не зависитъ отъ положенія турбины во всасывающей трубѣ, слѣдовательно, гдѣ бы мы ее ни поставили, вода всегда будетъ приносить къ турбинѣ туже энергію. Но нужно замѣтить только, что высоту всасывающей трубы нельзя дѣлать безгранично высокой.

Предѣлъ высоты опредѣлится изъ того условія, что p_1 не можетъ быть отрицательной величиной.

Если мы положимъ $p_1=0$, то изъ ур-ія (5) найдемъ:

$$h_0=h_2-h_3+h_1-h=\frac{p_0}{\Delta}=10{,}33\ \text{mtr.}$$

т. е. высота всасывающей трубы, отсчитываемая отъ уровня нижней воды не можетъ быть болѣе 10,33 m. Но мы уже имѣли случай говорить, что давленіе нигдѣ внутри движущейся жидкости не должно падать ниже давленія пара, соотвѣтствующаго температурѣ воды, поэтому въ дѣйствительности невозможно выполнить всасывающую трубу такой высоты.

Кромѣ этого нужно заботиться, чтобы всѣ соединенія всасывающихъ трубъ были настолько плотны, чтобы воздухъ не могъ совершенно проникать внутрь. Легко понять, что воздухъ дѣйствительно будетъ имѣть стремленіе проникать внутрь трубы, ибо давленіе тамъ, какъ видно изъ ур-ія (4) будетъ много меньше атмосфернаго. Если же воздухъ проникаетъ въ трубу, то это тотчасъ же отзывается на уменьшеніи коэффиціента полезнаго дѣйствія. Дѣйствительно, допустимъ, что, проникнувъ въ трубу, воздухъ вытѣснитъ воду до уровня *nn*, гдѣ уже установится сплошное теченіе. Такъ какъ давленіе внутри всего объема воздуха будетъ равняться давленію на уровнѣ *nn*, то

$$p_2 = p_4$$

и высота p_4 будетъ потеряна.

Слѣдуетъ обратить вниманіе еще на слѣдующее. Мы предположили, что $v_2 = v_3$; положимъ теперь, что $v_3 > v_2$, такъ что

$$\frac{v_3^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} = H_0$$

Тогда изъ ур-ія (2), пренебрегая вредными сопротивленіями, мы найдемъ:

$$p_2 = p_3 + \triangle(H_0 - h_2) = p_0 + \triangle(H_0 + h_3 - h_2)$$

и изъ ур-ія (5):

$$p_1 = p_0 + \triangle(H_0 + h_3 - h_2 - h_1 + h)$$

Тогда скорость истеченія изъ направляющаго аппарата будетъ:

$$v = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta_1}} \sqrt{2g(h_2 - h_3 + h_1 - H_0)} = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta_1}} \sqrt{2g(H - H_0)},$$

т. е. въ такомъ случаѣ мы будемъ терять опять таки нѣкоторую часть напора, равную H_0. Если же мы допустимъ что H_0 есть величина отрицательная, т. е, $v_2 > v_3$, то найдемъ, что

$$v = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta_1}} \sqrt{2g(H+H_0)}$$

т. е. въ этомъ случаѣ мы будемъ выигрывать нѣкоторый напоръ. Если же во всѣхъ трехъ случаяхъ мы будемъ придавать одно и то же значенін скорости v_3, то мы, въ сущности говоря, ничего не будемъ выигрывать или проигрывать въ работѣ, ибо потеря и будетъ равна высотѣ $\frac{v_3^2}{2g}$, но только въ послѣднемъ случаѣ турбина получитъ наименьшіе размѣры и во второмъ наибольшіе.

Обыкновенно полагаютъ

$$\frac{v_2^2}{2g} = (1+\zeta_3)\frac{v_3^2}{2g},$$

гдѣ членъ $\zeta_3 \frac{v_3^2}{2g}$ содержитъ всѣ вредныя потери въ трубѣ.

Кромѣ всего изложеннаго нужно еще замѣтить, что при высокой трубѣ (болѣе 8 mtr.) получаются качанія столба воды въ вертикальномъ направленіи, что нарушаетъ правильность всасывающаго дѣйствія.

Для правильнаго дѣйствія въ началѣ хода, слѣдуетъ трубу запирать передъ остановкой щитомъ *m*, чтобы она была наполнена водой и кромѣ того нужно приспособленіе (небольшой воздушный насосъ), чтобы отъ времени до времени выкачивать изъ верхней части трубы скопляющійся тамъ воздухъ.

Невыгодной стороной всасывающей трубы являются нѣкоторыя вредныя потери, какъ то треніе и ударъ при выходѣ воды изъ турбины.

Высоту всасывающей трубы можно опредѣлять по слѣдующей эмпирической формулѣ:

$$h_2 \leqq \frac{1}{0{,}11+0{,}055\,D},$$

гдѣ D—діаметръ трубы въ метрахъ.

Но не трудно видѣть, что заполненіе воздухомъ верхней части трубы до уровня нижняго основанія никакой потерей сопровождаться не будетъ; только лишь давленіе въ зазорѣ будетъ въ такомъ случаѣ меньше давленія окружающей среды, и потому воздухъ будетъ всасываться внутрь турбины.

Это обстоятельсдво даетъ возможность помѣщать въ всасывающей трубѣ турбину Жирара, если только устроить приборъ, который автоматически поддерживалъ бы верхнюю часть трубы, наполненной воздухомъ. Такого рода приборъ былъ предложенъ въ 1882 г. французскимъ инженеромъ Менье.

Приборъ Менье схематически изображенъ на (чер. 22)

Вертикальный цилиндръ *a* сообщается двумя трубками *b* и *c* со всасывающей трубой, такъ что отверстіе трубки *H* выше этого уровня. Внутри цилиндра *a* имѣется двойной клапанъ *d*, открывающійся вверхъ. Промежутокъ между двумя клапанами сообщается съ атмосферой горизонтальной трублой *e*. Клапанъ *d* связанъ съ поплавкомъ *f*, который имѣетъ снизу направляющую. Въ трубкѣ *e* имѣется клапанъ, который можетъ открываться внутрь. Если мы хотимъ поддержать уровень воды на уровнѣ *N*, то должны расчитать поплавокъ такъ, чтобы въ такомъ случаѣ клапаны какъ разъ садились въ гнѣзда. Какъ только уровень воды достигнетъ уровня N клапаны закрываются. Когда турбину останавливаютъ, опуская щитъ и закрывая выходное отверстіе всасывающей трубы, вода наполняетъ всю трубу; если бы не было клапана въ трубкѣ e, то она вытекла бы наружу.

Чтобы слѣдить за уровнемъ воды въ трубѣ, полезно на цилиндрѣ a помѣстить водомѣрное стекло.

4. *Турбина Жонваля.*

Въ недавнемъ прошломъ была въ большомъ употребленіи, да еще и теперь иногда, находитъ себѣ примѣненіе турбина Жонваля.

Внѣшнее отличіе ея отъ только что описанной турбины заключается въ томъ, что уголъ $\beta = 90°$ и оба обода колеса представляютъ изъ себя цилиндры (чер. 23).

Придерживаясь обозначdній чертежа, мы можемъ написать слѣдующія уравненія:

$$\frac{v^2}{2g}(1+\zeta_1)+\frac{p_1}{\Delta}=\frac{p_0}{\Delta}+h \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Изъ треугольника abc имѣемъ:

$$v \cos \alpha = u \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

$$v \sin \alpha = w_1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

Разсматривая движеніе воды по лопаткѣ колеса, найдемъ:

$$\frac{w_1^2}{2g}+h_1+\frac{p_1}{\Delta}=\frac{w_2^2}{2g}(1+\zeta_2)+\frac{p_2}{\Delta}$$

или

$$\frac{w_1^2}{2g}+\frac{p_1}{\Delta}=\frac{w_2^2}{2g}(1+\zeta_2)+(h-H)+\frac{p_0}{\Delta} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4),$$

ибо

$$p_2=(h-H+h_1)\Delta+p_0$$

Изъ условія нормальности вытеканія имѣемъ:

$$w_2 \cos\gamma=u \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

$$w_2 \sin\gamma=v_0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

и, наконецъ,

$$uv \cos\alpha=\eta_1 gH \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

гдѣ η_1 мы будемъ считать данной величиной.

Вмѣсто этого послѣдняго ур-ія можно также пользоваться соотношеніемъ:

$$\frac{v_0^2}{2g}=\varepsilon H \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7')$$

гдѣ ε нужно считать данной величиной.

Кромѣ этого постоянство ширины турбины даетъ еще слѣдующее соотношеніе.

Обозначимъ шагъ колоса черезъ t_1, толщину его лопатокъ черезъ σ_1 и ширину черезъ l_1; тогда будемъ имѣть на основаніи условія несжимаемости:

$$(t_1-\sigma_1)l_1w_1=(t_1\sin\gamma-\sigma_1)l_1w_2$$

или

$$(t_1-\sigma_1)\,w_1=(t_1 \sin\gamma-\sigma_1)\,w_2 \;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\; (8).$$

Такимъ образомъ видимъ, что для опредѣленія восьми неизвѣстныхъ: v, p_1, α, u, w_1, w_2, γ и v_0 мы будемъ имѣть полное число ур—ій.

Чтобы охарактеризовать турбину Жонваля, сдѣлаемъ нѣсколько упрощающихъ допущеній.

Сравнивая расходы воды черезъ выходное отверстіе изъ направляющаго аппарата и колеса, найдемъ:

$$zv\,(t \sin\alpha-\sigma)\,l=z_1 w_2\,(t_1 \sin\gamma-\sigma_1)\,l_1 \;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\; (9)$$

Дѣлая для простоты приблизительно вѣрное предположеніе, что

$$z=z_1, \quad t=t_1, \quad \alpha=\gamma \quad \text{и} \quad \sigma=\sigma_1$$

найдемъ:

$$v=w_2 \;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\; (10)$$

Далѣе, полагая въ ур-іи (8) $\sigma_1=0$, получимъ:

$$w_1=w_2 \sin\gamma=v_0 \;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\; (11)$$

Принимая во вниманіе соотношенія (9) и (10) и полагая $\zeta_1=\zeta_2$, найдемъ

$$\frac{v^2}{g}(1+\zeta_1)-H=\frac{v_0^{\,2}}{2g}\;,$$

откуда, по сокращеніи имѣемъ:

$$\frac{v^2}{g}(1+\zeta_1)=H(1+\varepsilon)$$

Подставляя это выраженіе въ ур-іе (1), получимъ:

$$\frac{H}{2}(1+\varepsilon)+\frac{p_1}{\Delta}=\frac{p_0}{\Delta}+h$$

Отсюда

$$\frac{p_1}{\Delta}=\frac{p_0}{\Delta}+h-\frac{H}{2}(1+\varepsilon),$$

т. е.

$$p_1>p_0+\Delta(h-H)$$

давленія внѣ на той же глубинѣ.

Слѣдствіемъ этого является вытеканіе и потеря воды черезъ зазоръ, это и составляетъ одну изъ невыгодныхъ сторонъ турбины Жонваля.

Второй существенный недостатокъ этой турбины заключается въ слѣдующемъ. Мы видѣли выше, что коэффиціэнтъ полезнаго дѣйствія зависитъ главнымъ образомъ отъ величины скорости v_0, т. ч. при однѣхъ и тѣхъ же условіяхъ для достиженія того же полезнаго эффекта эта скорость должна быть одна и та же при всякой системѣ турбины.

Если положимъ, что среднiй діаметръ турбины Жонваля при такихъ же условіяхъ имѣетъ ту же величину, что и французская турбина, то и ширина колеса внизу будетъ та же самая, слѣдовательно, въ такомъ случаѣ турбина Жонваля получается, такъ сказать, расширеніемъ верхней части (чер. 24) французской турбины, а не суженіемъ нижней. При этомъ, конечно, верхняя часть получилась бы значительной ширины, и поэтому условія вступленія крайнихъ струекъ на лопатки колеса значительно уклонялись бы отъ среднихъ условій, такъ что вступленіе этихъ струекъ сопровождалось бы ударами, что повлекло бы за собою значительную потерю энергіи. Чтобы избѣжать этой потери, остается, очевидно, только одно средство: увеличить діаметръ, но тогда турбина получается тяжелѣе и дороже. Понятно, кромѣ того, что турбина Жонваля, такъ же какъ и предыдущая должна плохо регулироваться, поэтому плохо приспособляться къ перемѣнному расходу.

Замѣтимъ, что уголъ β иногда дѣлаютъ и не равнымъ 90°, а больше или меньше. Давленіе въ зазорѣ возрастаетъ вмѣстѣ съ возрастаніемъ угла β. Турбины съ избыткомъ давленія въ зазорѣ называются часто *реактивными*.

Если β не равно 90°, то вмѣсто ур-ія (2) и (3) мы, подобно предыдущему, получимъ:

$$\frac{v}{u} = \frac{\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2')$$

$$\frac{v}{w_1} = \frac{\sin\beta}{\sin\alpha} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3')$$

Посмотримъ, какъ величина угла β отражается на величинѣ скорости u.

На основаніи ур—ія (7) и (2) найдемъ:

$$u = \sqrt{\eta_1 gH}\sqrt{\frac{\sin(\beta-\alpha)}{\sin\beta.\cos\alpha}} = \sqrt{\eta_1 gH}\sqrt{1-\frac{tg\alpha}{tg\beta}}$$

Отсюда легко видѣть, что съ возрастаніемъ β скорость u увеличивается. Благодаря этому обстоятельству, реактивныя турбины оказываются полезными при малыхъ напорахъ, чтобы получить по возможности большее число оборотовъ и упростить передачу къ фабричному валу.

Для примѣра подсчитаемъ турбину Жонваля при данныхъ.

$$O=1,5\ cbm \text{ и } H=3\ mtr.$$

Чтобы упростить подсчетъ, мы будемъ считать η_1 и ε неизвѣстными; тогда мы будемъ имѣть неизвѣстныхъ больше чѣмъ ур—ій, и поэтому одно изъ нихъ можемъ выбрать произвольно. Самымъ удобнымъ представляется выбрать величину скорости w_1. Выборъ величины этой скорости можно произвести на основаніи слѣдующихъ соображеній. Если мы обратимъ вниманіе на ур—іе (11), то замѣтимъ, что w_1 приблизительно равно v_0.

Мы знаемъ, что отъ величины v_0 главнымъ образомъ зависитъ коэффиціентъ полезнаго дѣйствія, и обыкновенно величина этой скорости не превосходитъ.

$$\sqrt{(0,03-0,08)\ 2gH}.$$

Руководствуясь этимъ, и можно назначить величину w_1 по желанію въ указанныхъ предѣлахъ, но только при этомъ надо помнить, что w_1 выходитъ всегда нѣсколько больше v_0.

Примемъ для нашего случая:

$$w_1 = 1{,}62\ mtr.$$

Напоръ, соотвѣтствующій этой скорости составитъ слѣдующую долю полнаго напора:

$$\varepsilon_1 = \frac{(1{,}62)^2}{2gH} = \frac{2{,}62}{58{,}86} = 0{,}0446.$$

Теперь опредѣлимъ v; складывая ур. (1) съ (4) въ обратн. порядкѣ, т. е. правыя части съ лѣвыми получимъ:

$$\frac{w_1^2}{2g} + H = \frac{w_2^2}{2g}(1+\zeta_2) + \frac{v_2}{2g}(1+\zeta_1) \quad . \ . \ . \ . \ . \ (12)$$

Изъ этого ур—ія можно было бы исключить w_2 черезъ v при помощи ур—ія (9), но такой путь сложенъ. Между прочимъ легко усмотрѣть, что w_2 равно приблизительно v; поэтому для начала подсчета можно положить что

$$w_2 = v.$$

Тогда изъ ур—ія (12) имѣемъ:

$$\frac{w_1^2}{2g} + H = \frac{v^2}{2g}(2+\zeta_1+\zeta_2)$$

Теперь отсюда мы и можемъ опредѣлить v. Для этого намъ нужно намѣтить величины ζ_1 и ζ_2.

При небольшихъ напорахъ и желѣзныхъ лопаткахъ $\zeta_1 = 0{,}16$;

при большихъ напорахъ, когда вода подводится по трубѣ и при чугунныхъ лопаткахъ $\zeta_1 = 0{,}2$.

При желѣзныхъ лопаткахъ $\zeta_2 = 0{,}1$

„ чугунныхъ . . . . . . $\zeta_2 = 012$.

Предположимъ, что мы хотимъ выполнить лопатки изъ желѣза; тогда можемъ принять:

$$\zeta_1=0{,}16 \text{ и } \zeta_2=0{,}1.$$

Слѣдовательно

$$v^2=\frac{2gH+w_1^2}{2{,}26}=\frac{58{,}86+2{,}62}{2{,}62}$$

Отсюда

$$w_2=v=5{,}215 \ mtr.$$

Но v_2 слѣдуетъ принять немного больше этой средней величины. Положимъ:

$$v=5{,}23 \ mtr.$$

Тогда изъ ур—iя (3) имѣемъ:

$$sin\alpha=\frac{w_1}{v}=\frac{1{,}62}{5{,}23}=0{,}309 \text{ и } \alpha=18^\circ$$

Изъ ур—iя (2)

$$u=v.kos\alpha=5{,}23.\ 0{,}951=4{,}97.$$

Изъ ур—iя (7)

$$\eta_1=\frac{u^2}{gH}=\frac{(4{,}97)^2}{29{,}43}=\infty 0{,}84$$

Пересчитаемъ теперь по ур—iю (12) величину w_2.

$$w_2^2 = \frac{2gH + w_1^2 - v^2(1+\zeta_2)}{1,1} = \frac{58,86 + 2,62 - (5,23)^2 . 1,16}{11} = \frac{29,76}{1,1}$$

откуда

$$w_2 = 5,2 \ mtr.$$

Далѣе изъ ур—ія (5) имѣемъ:

$$\cos\gamma = \frac{u}{w_2} = \frac{4,97}{5,20} = 0,9555 \qquad \gamma = 17^0$$

Теперь намъ остается опредѣлить размѣры турбины и направляющаго аппарата, а затѣмъ провѣрить, будутъ ли всѣ сѣченія пропускать данное количество воды, ибо вода въ турбинѣ Жонваля заполняетъ всѣ сѣченія, т. к. течетъ при избыткѣ давленія.

При подсчетѣ турбины слѣдуетъ принимать во вниманіе то обстоятельство, что часть воды протекаетъ черезъ зазоръ между турбиной и направляющимъ аппаратомъ:

Однако же часто турбину разсчитываютъ на полное количество воды, но при этомъ стараются по возможности устроить такъ чтобы теченіе было по возможности затруднено. При устройствѣ (черт. 25) теченіе будетъ довольно значительно. При устройствѣ (черт. 26) протеканіе будетъ значительно затруднено, но всего лучше устройство (чер. 27): здѣсь вода должна при переходѣ изъ узкой щели въ расширенное мѣсто терять значительную часть своей энергіи.

Такъ какъ первыи способъ подсчета представляется нѣсколько болѣе сложнымъ, то мы и остановимся на немъ.

Предполагая, что мы примѣняемъ устройство (черт. 26), допустимъ, что черезъ зазоръ проникаетъ количество воды

$$q = 0,03 \ cbm.,$$

т. е. около 2% отъ Q.

Величину q можно опредѣлить на основаніи слѣдующей формулы, которая не требуетъ поясненій:

$$q = \mu . 2\pi D . s \sqrt{2g\left(\frac{p_1}{\Delta} - \frac{p_1{}^1}{\Delta}\right)}$$

гдѣ μ—коэф. расхода$=0{,}5$ для перваго устройства и 0,2—для второго, s—ширина зазора$=(2—3)$ $^{m}/_{m}$., p_1—давленіе внутри $p^1{}_1$—давленіе снаружи. Это послѣднее, какъ легко усмотрѣть изъ чертежа, равно.

$$p_1{}^1 = \Delta\ (h-H)+p_0,$$

т. ч. на основаніи ур—ія (4) имѣемъ:

$$q = \mu . 2\pi Ds \cdot \sqrt{w_2{}^2(1+\zeta_2)-w_1{}^2}$$

Т. к. намъ D пока неизвѣстно, то мы и должны сдѣлать относительно q допущеніе.

Такимъ обрасомъ черезъ турбину протекаетъ количество воды.

$$Q_1 = Q - q = 1{,}5 - 0{,}03 = 1{,}47\ cbm.$$

Будемъ высчитывать выходное отверстіе изъ турбины, для чего намъ надо оцѣнить степень свободы этого отверстія. Шагъ лопатокъ въ турбинѣ Жонваля дѣлается значительно больше, чѣмъ въ турбинахъ активныхъ, на томъ основаніи, что здѣсь направленіе лучше, но треніе больше, ибо вода направляется двумя стѣнками.

Обыкновенно принимаютъ при

Q отъ 5 до 12 cbm.	$Q=1-5$ cbm.	$Q=1-1{,}5$ cbm.
$H=0{,}5-3$ mtr.	$H=1{,}5-8$ mtr.	$H=8-12$ mtr.
$t=250-350$ $^{m}/_{m}$.	$t=150-200$	$t=120-150$.

Примемъ:

$$t_1 \sin\gamma = 60\ {}^m/_m. \text{ и } \sigma_1 = 6\ {}^m/_m.$$

Степень свободы будетъ $\frac{54}{60} = 0{,}9$

Слѣдовательно, діаметръ можемъ вычислить по формулѣ:

$$0{,}9\,\pi\,D \sin\gamma\, l_1 w_2 = Q_1$$

Величину l_1 дѣлаютъ $= \frac{1}{6} - \frac{1}{10}\,D$, -- больше при большихъ расходахъ и малыхъ напорахъ.

Примемъ для нашего случая $l_1 = \frac{D}{8}$:

тогда:

$$D^2 = \frac{1{,}47.8}{0{,}9\pi.\,0{,}292.5{,}2}$$

откуда:

$$D = 1{,}66 \text{ и } l_1 = 207{,}5\ {}^m/_m.$$

Найдемъ теперь z_1

$$t_1 = \frac{60}{\sin\gamma} = \frac{60}{0{,}292} = 205\ {}^m/_m.$$

$$z_1 = \frac{\pi.1{,}66}{0{,}205} = \infty\ 25$$

Теперь мы можемъ, зная D, подсчитать q. Примемъ $s = 2\ {}_m/^m$; тогда

$$q=0,5.\ 5,21.\ 0,002.\ 5,21=0,028 \text{ куб. метр.}$$

$$Q=1,5-0,028=1,472$$

Гидравлическій коэф. полезнаго дѣйствія будетъ:

$$\eta_2=\frac{Q_1}{Q}\eta_1=\eta_1\frac{1,472}{1,5}=0,82.$$

Провѣримъ теперь выходное отверстіе изъ турбины не измѣняя величины D.

Имѣемъ:

$$(\pi D \sin\gamma-25.0,006)\, l_1 w_2=1,472 \ cbm.$$

откуда.

$$l_1=206 \ {}^m/_m.$$

Примемъ щирину направляющаго аппарата

$$l=200 \ {}^m/_m.$$

И провѣримъ будетъ ли входное отверстіе турбины соотвѣтствовать количеству протекающей воды.

При этомъ обыкновенно, считаютъ ширину входнаго отверстія равной ширинѣ направляющаго аппарата, ибо вода не будетъ сразу расширяться, т. ч. свободное пространство будетъ заполнено мертвой водой. На томъ же основаніи никогда не принимаютъ во вниманіе заостренія конповъ лопатокъ.

Легко сообразить, что это отверстіе будетъ пропускать слѣдующее количество воды, если мы примемъ, во вниманіе стѣсненіе лопатками напрявляющаго аппарата и турбины:

$$\left(\pi D-25.0,006-z.\frac{\sigma}{\sin\alpha}\right)l.w_1=Q_1$$

Принимая $z=27$ и $\sigma_1=0{,}006$, найдемъ:

$$Q=1{,}472=Q_1$$

Если продѣлаемъ подобный же подсчетъ для выходного отверстія изъ направляющаго аппарата, то найдемъ, что это отверстіе будетъ пропускать то же количество воды Q_1 т. е. меньше дѣйствительнаго расхода. Но въ дѣйствительности скорость истеченія изъ направляющаго аппарата нѣсколько больше разсчетной, ибо значительная часть напора теряется въ зазорѣ, благодаря быстрому расширенію и слѣдующему за нимъ суженію. Вообще теченіе воды въ реактивной турбинѣ не обладаетъ той плавностью, какая имѣетъ мѣсто въ турбинахъ активныхъ. Остается теперь только опредѣлить высоту колеса.

Высота эта дѣлается $=0{,}1\ D$ при больш. D и
$=0{,}15\ D$ при мал. D.

Высота направляющаго аппарата, если турбина не регулируется, дѣлается, дѣлается нѣсколько меньще $(^3/_4 — ^2/_3)\ h_1$.

Лопатки вычерчиваются подобно лопаткамъ предыдущихъ турбинъ.

Турбина Жонваля должна быть настолько погружена въ воду, чтобы при самомъ низкомъ стояніи воды она была покрыта водой. Впрочемъ, ее иногда ставятъ и надъ водой, подобно турбинѣ Жирара, но тогда формулы нѣсколько измѣнятся.

Замѣтимъ здѣсь, что при всасывающей трубѣ разсчетъ долженъ итти въ томъ же порядкѣ; надо предварительно задать себѣ степень расширенія трубы или просто разность:

$$\frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_3^2}{2g}(1+\zeta_3)=H_0$$

Слѣдуетъ обратить вниманіе еще на то обстоятельство, что во всасывающей трубѣ можно французскую турбину и турбину Жонваля ставить на горизонтальномъ валу (чер. 28).

Разсчеты отъ этого также не измѣняются, ибо въ среднемъ вода будетъ течь черезъ турбину, такъ какъ будто бы она была поставлена на вертикальномъ валу.

§ 3.

Радіальныя турбины.

1. Турбина Фрэнсиса.

Радіальныя турбины рѣдко строятся по типу турбины Жирара, т. к. въ такомъ случаѣ турбину слѣдовало бы поставить выше уровня нижнихъ водъ, что имѣло бы слѣдствіемъ потерю довольно значительнаго напора въ (чер. 29). О тѣхъ случаяхъ, когда это оказывается возможнымъ, мы будемъ говорить дальше, а теперь будемъ разсматривать турбину подводную.

Остановимся сначала на турбинѣ Фрэнсиса, какъ на самой распространенной изъ всѣхъ радіальныхъ турбинъ.

При изложеніи теоріи этой турбины мы будемъ придерживаться схемы, изображенной на (чер. 30). Отличительный признакъ турбины Фрэнсиса заключается въ томъ, что направляющій аппаратъ A стоитъ снаружи, а колесо внутри, т. ч. вода будетъ течь отъ периферіи къ центру. Будемъ послѣдовательно слѣдить за теченіемъ воды отъ верхняго уровня mm до выхода ея изъ колеса. Обозначимъ давленіе въ зазорѣ черезъ p_1 и скорость, съ которою вода вытекаетъ изъ направляющаго аппарата, черезъ v, давленіе атмосферы черезъ p_0 и примѣнимъ теорему Д. Бернулли къ теченію воды отъ уровня ***MM*** до выходного сѣченія направляющаго аппарата; тогда получимъ:

$$\frac{p_0}{\Delta}+h=\frac{v^2}{2g}+\zeta_1\frac{v^2}{2g}+\frac{p_1}{\Delta}\quad\ldots\ldots\ldots(1)$$

Для опредѣленія изъ этого уравненія v, мы будемъ выбирать p_1 на основаніи тѣхъ же соображеній, которыя были изложены въ теоріи турбины Жирара. Мы видѣли, что всего выгоднѣй придавать направляющему аппарату такіе размѣры, чтобы давленіе въ зазорѣ было равно давленію снаружи, т. е.

$$p_1=p_0+h_1+\Delta=p_0+(h-H)\Delta$$

Подставляя это значеніе для p_1 въ ур-іе (1) получимъ.

$$\frac{p_0}{\Delta}+h=\frac{v^2}{2g}+\zeta_1\frac{v^2}{2g}+\frac{p_0}{\Delta}+h-H,$$

откуда

$$v=\frac{\sqrt{2gH}}{\sqrt{1+\zeta_1}}\quad\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots(1')$$

Коэфф. ζ_1 въ ур-іи (1), въ случаѣ устройства, указаннаго на (чер. 39), когда вода изъ ящика прямо поступаетъ въ направляющій аппаратъ, можно принимать:

при желѣзныхъ или стальныхъ лопаткахъ
въ среднемъ . . . . $\zeta_1=0{,}125$
при чугунныхъ лопаткахъ . . . . $\zeta_1=0{,}14$.

Если же вода подводится къ направляющему аппарату по трубѣ, то надо вычислить потери напора въ этой трубѣ, отнести ихъ къ высотѣ $\frac{v^2}{2g}$ и приложимъ къ ζ_1.

Прослѣдимъ теперь обстоятельства, при которыхъ вода вступаетъ на лопатки колеса. Чтобы получить относительную скорость воды при вступленіи на колесо, нужно сообщить и водѣ и колесу скорость, равную u_1, скорости по внѣшней окружности, но направленную въ противоположную сторону. Тогда діагональ параллелограмма построеннаго на—u_1 и v_1 и даетъ намъ по величинѣ и направленію относительную скорость w_1. Чтобы избѣжать удара нужно дать w_1 направл ніе касательной къ первому элементу лопатки. Если обозначимъ уголъ этой касательной съ внѣшней окружностью колеса черезъ β, то изъ треугольника abc найдемъ:

$$\frac{w_1}{u_1}=\frac{\sin\alpha}{\sin(\beta-\alpha)} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (2)$$

$$\frac{u_1}{v}=\frac{\sin(\beta-\alpha)}{\sin\beta} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (3)$$

Будемъ теперь слѣдить за движеніемъ воды черезъ колесо. Обозначая относительную скорость на послѣднемъ элементѣ лопатки черезъ w_2 скорость по внутренней окружности черезъ u_2 и давленіе у выходного отверстія черезъ p_2, по теоремѣ Д. Бернулли для относительнаго движенія найдемъ:

$$\frac{p_1}{\Delta}+\frac{w_1^2}{2g}-\frac{u_1^2}{2g}=\frac{p_2}{\Delta}+(1+\zeta_2)\frac{w_2^2}{2g}-\frac{u_2^2}{2g} \quad \ldots \quad (4)$$

Струи воды, вытекая изъ колеса во внутреннее пространство, будутъ сталкиваться между собой и производить въ этомъ пространствѣ цѣлый рядъ вихревыхъ движеній. Можно допустить, что всѣ эти движенія медленны, т. ч. давленіе въ этомъ пространствѣ слѣдуетъ законамъ гидростатики. Если же это такъ, то, очевидно, $p_1 = p_2$. Кромѣ того легко видѣть, что

$$\frac{u_2}{r_2} = \frac{u_1}{r_1},$$

откуда

$$u_2 = \frac{r_2}{r_1} u_1 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (5)$$

На основаніи этого ур-іе (4) принимаетъ слѣдующій видъ:

$$\frac{w_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} = (1+\zeta_2)\frac{w_2^2}{2g} - \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2 \frac{u_1^2}{2g} \quad \ldots \ldots \quad (6)$$

или

$$w_2 = \frac{\sqrt{w_1^2 - u_1^2\left[1-\left(\frac{r_2}{r_1}\right)\right]^2}}{\sqrt{1+\zeta_2}} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (7).$$

гдѣ ζ_2 надо принимать равнымъ 0,1--0,12.

Абсолютная скорость v_0, съ которой вода вытекаетъ изъ колеса, получится, какъ діагональ параллелограмма, построеннаго на u_2 и w_2. Если мы задаемся величиной v_0, то, какъ мы видѣли выше, для уменьшенія размѣровъ турбины надо дать v_0 направленіе радіуса; обратно, если мы задаемъ себѣ впередъ размѣръ выходнаго сѣченія, мы должны дать v_0 направленіе радіуса, ибо въ такомъ случаѣ v_0 получитъ наименьшее, возможное при данныхъ условіяхъ, значеніе. Если мы обозначимъ уголъ послѣдняго элемента лопатки съ внутренней окружностью черезъ γ; то при нормальности вытеканія будемъ имѣть:

$$w_2 \cos\gamma = u_2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

$$w_2 \sin\gamma = v_0 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

Найдемъ теперь работу, которую отдаетъ турбинѣ 1 kgr. воды.

Каждый килограммъ воды приноситъ къ турбинѣ энергію, которая выражается такъ:

$$\frac{v^2}{2g}$$

Часть этой энергіи $\zeta_1 \frac{w_2^2}{2g}$ затрачивается на вредныя сопротивленія при протеканіи черезъ колесо и часть $\frac{v_0^2}{2g}$ уносится въ отводящій каналъ

Въ результатѣ каждый килограммъ отдаетъ работу:

$$L = \frac{v^2}{2g} - \zeta_2 \frac{w_2^2}{2g} - \frac{v_0^2}{2g}$$

Принимая во вниманіе ур-ія (8) и (9), отсюда найдемъ:

$$L = \frac{v^2}{2g} - \zeta_2 \frac{w_2^2}{2g} + \frac{u_2^2}{2g} - \frac{w_2^2}{2g}$$

или, на основанiи ур-iя (4)

$$L=\frac{v^2}{2g}+\frac{u_1^2}{2g}-\frac{w_1^2}{2g}$$

Разсматривая треугольникъ abc (чер. 44), легко найдемъ

$$w_1^2=v^2+u_1^2-2u_1 v \cos\alpha$$

такъ что

$$L=\frac{u_1 v \cos\alpha}{g} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (10)$$

Ту же работу мы можемъ, какъ видѣли выше, представить въ такомъ видѣ:

$$L=\eta_1 H \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (11)$$

гдѣ η_1 гидравлическiй коэффицiентъ полезнаго дѣйствiя. Сравнивая соотношенiя (10) и (11), найцемъ:

$$\eta gH=u_1 v \cos\alpha \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (12)$$

Покажемъ порядокъ разсчета на численномъ примѣрѣ.

Положимъ H=3 mtr. и Q=1,5 куб. метра. Прежде всего надо опредѣлить внутреннiй радiусъ r_2 колеса, т. к. вся вода, которая вытекаетъ изъ турбины, должна вытекать вертикально черезъ круглое отверстiе радiуса r_2. Надо замѣтить, что вода вытекаетъ изъ турбины въ горизонтальномъ направленiи со скоростью v_0, а затѣмъ должна принимать вертикальное направленiе, т. ч. мы должны допустить, что скорость v_0 тратится и на образованiе вихревыхъ движеній и на образованіе скорости u_0, съ которою вода течетъ по вертикальному направленію, если мы допускаемъ, что давленіе въ этомъ пространствѣ слѣдуетъ законамъ гидростатики. Въ виду этого скорость u должна быть меньше v_0 и при томъ не очень велика, ибо иначе коэфф. полезнаго дѣйствія турбины будетъ очень малъ.

Обыкновенно дѣлаютъ:

$$u_0 = \left(\frac{1}{5} - \frac{1}{7}\right) \sqrt{2gH} = (0,2 - 0,143) \sqrt{2gH}$$

Возьмемъ $d_0 = 1,1$ mtr.; тогда получимъ:

$$u_0 = \frac{1,5}{\frac{\pi\, 1,1^2}{4}} = \frac{1,5}{0,95} = 1,58 \text{ mtr.}$$

такъ какъ

$$\sqrt{2g3} = 7,672,$$

то

$$u_0 = \frac{1,58}{7,67} \sqrt{2gH} = 0,21 \sqrt{2gH}.$$

Выберемъ теперь діаметръ внѣшней окружности колеса, который будетъ также діаметромъ и внутренней окружности направляющаго аппарата. Обыкновенно:

$$d_1 = \left(\frac{1}{0,6} - \frac{1}{0,8}\right) d_0,$$

при чемъ первая цифра относится къ большимъ расходамъ и большимъ или среднимъ напорамъ.

Выберемъ:

$$d_1 = 1{,}4 \text{ mtr.},$$

т. ч.

$$\frac{d_0}{d_1} = \frac{11}{14} = 0{,}785.$$

Теперь подсчитаемъ выходное отверстіе изъ направляющаго аппарата.

Для этого прежде всего опредѣлимъ v.

По формулѣ (1), принимая въ ней $\zeta_1 = 0{,}125$ найдемъ:

$$v = 0{,}94\sqrt{2g2} = 0{,}94 . 7{,}672 = 7{,}2 \text{ mtr.}$$

Обозначая высоту направляющаго аппарата черезъ b, число его лопатокъ—черезъ z, толщину ихъ черезъ σ, число лопатокъ колеса черезъ z_1, ихъ толщину черезъ σ_1, найдемъ:

$$\mu b\left(\pi d_1 - \frac{\sigma z}{\sin\alpha} - \frac{\sigma_1 z_1}{\sin\beta}\right) v \sin\alpha = Q \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \ (a)$$

коэфф. μ есть коэфф. сжатія. Въ радіальныхъ турбинахъ послѣднія элементы лопатокъ не могутъ быть параллельны между собою, поэтому всегда при выходѣ изъ направляющаго аппарата и изъ турбины будетъ имѣть мѣсто небольшое сжатіе. Понятно, что сжатіе будетъ тѣмъ меньше, чѣмъ больше будетъ d_1, ибо при большихъ значеніяхъ d, послѣдніе элементы будутъ менѣе наклонны другъ къ другу, чѣмъ при малыхъ. Обыкновенно

$$\mu = 0{,}90 - 0{,}95.$$

Большія значенія надо принимать при большихъ діаметрахъ, меньшія при малыхъ.

Въ нашемъ случаѣ примемъ $\mu=0,93$. Число лопатокъ мы опредѣлимъ, задаваясь шагомъ. Шагъ можно брать приблизительно въ предѣлахъ отъ 90—120 $^m/_m$.

Чѣмъ меньше шагъ, тѣмъ больше потери на треніе и тѣмъ дороже турбина, но за то лучше направленіе струи. Кромѣ того, если возьмемъ малый шагъ у направл. аппарата, то при значительной разности d_1-d_2 шагъ на внутренней окружности будетъ очень малъ. Можно руководствоваться также при выборѣ шага соотношеніемъ

$$t \sin \alpha - \sigma \text{ не долж. быть менѣе } 35—40 \ ^m/_m.$$

Выберемъ въ нашемъ случаѣ:

$$\sigma=\sigma_1=6, \ z=42 \text{ и } \alpha=23^0; \text{ тогда:}$$

$$t=\frac{\pi d_1}{42}=\frac{4400}{42}=105 \ ^m/_m;$$

т. ч.:

$$t.\sin \alpha - 0 = 105.0,39-6= 35 \ ^m/_m.$$

При выборѣ σ можно руководствоваться слѣдующими эмпирическими формулами:

$$\text{ст. или желѣзн.} \quad \sigma=0,004 \frac{d_1}{2} + 0,002$$

$$\text{чугун.} \quad \sigma=0,005 \frac{d_1}{2} + 0,008.$$

Число лопатокъ z_1 колеса не слѣдуетъ дѣлать равнымъ z, что-бы избѣжать поперемѣнныхъ расширеній и сжатій. Обыкновенно $z_1 = z \pm 1$.

Выбираемъ въ нашемъ случаѣ $z_1 = 41$.

Обратимся теперь къ формулѣ (а) и подставимъ въ нее всѣ числен. значенія, полагая, кромѣ того, что лопатки колеса заострены до толщины 2 $^m/_m$ и что отношеніе

$$\frac{sn\alpha}{zn\beta} = \frac{1}{2}$$

тогда получимъ:

$$0{,}93.\, b\,[4{,}4 \sin 23^0 - 42.0{,}006 - 40{,}001]\, 7{,}2 = 1{,}5,$$

откуда

$$b = 151 - \text{приним.} = 155\ ^m/_m.$$

Отношеніе $\frac{b}{d_1}$ можно дѣлать въ радіальныхъ турбинахъ отъ $\frac{1}{6} - \frac{1}{10}$, т. е, нѣсколько больше, чѣмъ въ осевыхъ. Дѣйствительно, въ радіальныхъ турбинахъ лопатки представляютъ цилиндрическую поверхность, слѣдовательно по всей ширинѣ α и β имѣютъ постоянную величину, да, кромѣ того, и u_1 есть также величина постоянная, а т. к. мы разсматриваемъ фиктивное движеніе, предполагая, что всѣ струйки обладаютъ средней скоростью, то должны допустить, что по всей ширинѣ вода вступаетъ на лопатку турбины безъ удара, если только мы обезпечимъ безударное вступленіе хотя бы для одного элемента по ширинѣ. Будемъ вести подсчетъ дальше. Зададимся теперь величиной гидравлич. коэффиціента полезнаго дѣйствія.

Положимъ, что въ нашемъ случаѣ

$$\eta_1=0{,}80.$$

Тогда по формулѣ (12) имѣемъ:

$$u_1=\frac{\eta_1\, gH}{v.\cos\alpha}=\frac{0{,}80.\,9{,}81.3}{7{,}2.\,0{,}92}=3{,}57\ mtr.$$

Далѣе изъ ур—iя (3) получимъ:

$$tg\beta=\frac{v.\sin\alpha}{v\cos\alpha-u_1}=\frac{7{,}2.\,0{,}39}{7{,}2.\,0{,}92-3{,}57}=0{,}928,$$

откуда

$$\beta=43^0$$

Вычислимъ теперь w_1; по форм. (2) имѣемъ:

$$w_1=\frac{u_1\sin\alpha}{\sin(\beta-\alpha)}=\frac{3.57.\,0{,}29}{0{,}342}=4{,}1\ mtr.$$

Затѣмъ

$$u_2=\frac{d_2}{d_1}u_1=\frac{11}{14}.\ 3{,}57=2{,}81\ mtr.$$

$$w_2=0{,}950\sqrt{(4{,}1^2)-(3{,}57)^2\left[1-\left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2\right]}=0{,}95.\ 3{,}46=3{,}28\,mtr.$$

$$\cos\gamma=\frac{u_2}{w_2}=\frac{2{,}81}{3{,}28}=0{,}86,$$

откуда

$$\gamma=30^0 30'$$

Наконецъ

$$v_0=w_2 \sin\gamma=3{,}28.\ 0{,}507=1{,}66\ mtr.$$

Т. к. мы получили $v_0>u_0$, то можемъ результатомъ подсчета довольствоваться.

Остается теперь только подсчитать площадь выходного отверстія колеса и опредѣлить т. об. его ширину b_1. Легко видѣть что

$$Q=v_0\left(\pi d_2-z_1\frac{\sigma_1}{\sin\gamma}\right)b_1\mu_1=w_2(\pi d_2 \sin\gamma-z_1\sigma_1)b_1\mu_1$$

гдѣ μ_1—коэфф. сжатія.

Если $\alpha=\gamma$, то μ_1 надо принимать нѣсколько меньше μ. Такъ какъ въ нашемъ случаѣ $\alpha<\gamma$, то можно принять $\mu=$ $=\mu_1=0{,}93$.

Такимъ образомъ имѣемъ:

$$b_1=\frac{1{,}5}{3{,}28\,(3{,}46.\ 0{,}507-41.0{,}006).0{,}93}=\frac{1{,}5,}{3.28.\ 1{,}512\ 0{,}93}=$$
$$=328\ {}^{m}/_{m}.$$

Вычерчиваніе лопатокъ направляющаго аппарата.

Лопатки направляющяго аппарата очерчиваютъ тремя способами:

1) окружностями

2) комбинація окружности съ прямой и

3) прямой.

1-ый способъ. Дуга окружности, которой очерчивается лопатка, должна перес!кааь внутреннюю окружность направляющаго аппарата подъ угломъ α и внѣшнюю подъ прямымъ угломъ. Чтобы удовлетворить этимъ условіямъ, поступимъ слѣд. образомъ. Наносимъ на внутренней окружности дѣленія, равныя шагу.

Пусть *a* (чер. 31) есть одна изъ точекъ дѣленія; проведемъ въ этой точкѣ касательную *af* и прямую *ab*, наклоненную къ касательной подъ угломъ α. На этой прямой откладываемъ длину $ab=r$, радіусу внѣшней окружности; затѣмъ соединяемъ *o* и *b*, въ срединѣ *d* прямой *ob* возставляемъ перпендикуляръ, который ведемъ до пересѣченія съ перпендикуляромъ *ac* къ прямой *ab*, возстановленнымъ изъ точки *a*. Точка *c* и будетъ искомый центръ. Дѣйствительно, треугольники *oce* и *bac* равны между собою, ибо имѣютъ равныя стороны; слѣдовательно, $\angle ceo = \angle bac = 90°$. Если проведемъ изъ того же центра *c* дугу окружности радіусомъ $ce + \sigma$, гдѣ σ – толщина лопатки, то получимъ полное очертаніе лопатки.

2-й способъ. Если желательно направить лучше воду при выходѣ изъ направляющаго аппарата, то конецъ лопатки дѣлаютъ прямолинейнымъ (чер. 32). Въ этомъ случаѣ поступаютъ слѣдующимъ образомъ. Наносятъ на внутренней окружности дѣленія, равныя шагу. Пусть *a* и *b* двѣ смежныя точки дѣленія. Въ этихъ точкахъ проводятъ касательныя къ окружности и прямыя, наклоненныя къ касательнымъ подъ угломъ α. Затѣмъ изъ точки *b* проводятъ перпендикуляръ къ прямой *ae* и прямолинейную часть ограничиваютъ точкой *e*. Чтобы получить остальную часть лопатки, которую очерчиваютъ по окружности, долженствующей пересѣкать внѣшнюю подъ прямымъ угломъ, по отношенію къ точкѣ *e*, дѣлаютъ такое же построеніе, какое въ предыдущемъ случаѣ дѣлалось по отношенію къ точкѣ *a*.

3-й способъ. Если вода втекаетъ въ турбчну изъ широкаго ящика, то нѣтъ надобности, чтобы лопатки пересѣкала внѣшнюю окружность направляющаго аппарата подъ прямымъ угломъ· Въ такомъ случаѣ, чтобы сохранить расходы на работу, можно очерчивать лопатку по прямой, пересѣкающей внутреннюю окружоость подъ угломъ α (чер. 33).

Построеніе колеса.

Высота лопатки и выходнаго отверстія, какъ мы видѣли, получается изъ вычисленій. Что касается до высоты b' у выходнаго отверстія, то ее, обыкновенно, дѣлаютъ нѣсколько больше высоты направляющаго аппарата, такъ напримѣръ

$$b'=b+(5-10)\ {}^{m}/_{m}.$$

Чтобы построить высоту промежуточныхъ сѣченій, слѣдуетъ поступать такъ же, какъ при построеніи колеса турбины Жирара

Чтобы очертить лопатку колеса, надо предварительно произвести небольшой подсчетъ. Пусть a (чер. 34) одна изъ точекъ дѣленія на внутренней окружности, пусть b соотвѣтствующая ей точка на внѣшней окружности и пусть c— центръ, изъ котораго нужно очертить лопатку. Разсмотримъ треугольникъ oab.

Уголъ $\mu=\angle bao=\angle bam+\angle mao=90-\varphi+90+\alpha=180-\varphi+\alpha$

Уголъ $\theta=\angle cbp-\angle cba-\angle pbo=90^\circ-\varphi-90^\circ+\beta=\beta-\varphi.$

Въ такомъ случаѣ изъ треугольникаа oab имѣемъ:

$$\frac{r_2}{sn\theta}=\frac{r_1}{sn\mu}$$

или

$$\frac{r_2}{\sin(\beta-\varphi)}=\frac{r_1}{\sin(\varphi-\alpha)}.$$

Отсюда:

$$r_2[\sin\varphi\cos\alpha-\cos\varphi\sin\alpha]=r_1[\sin\beta\cos\varphi-\cos\beta\sin\varphi],$$

или

$$\sin\varphi[r_2\cos\alpha+r_1\cos\beta]=\cos\varphi[r_2\sin\alpha+r_1\sin\beta],$$

Откуда

$$tg\varphi=\frac{r_2\sin\alpha+r_1\sin\beta.}{r_2\cos\alpha+r_1\cos\beta}$$

Разъ уголъ φ найденъ, легко найти центръ c. Замѣтимъ, что уголъ φ можно найти и построеніемъ. Проведемъ горизонтальную линію xx (чер. 35) и изъ нѣкоторой ея точки o ведемъ наклонную oo' подъ угломъ β; отложимъ на этой наклонной длину $oo'=r_1$. Далѣе черезъ точку o' проводимъ прямую $x'x'$ параллельно xx и затѣмъ ведемъ черезъ o' прямую $o'o''$, наклоненную къ ней подъ угломъ α. Если мы отложимъ $o'o''=r_2$ и соединимъ затѣмъ o съ o'' прямой, то уголъ xoo'' и будетъ равенъ φ. Дѣйствитнльно, опустимъ изъ o'' перпендикуляръ $o''o_1$ на xx. Тогда легко видѣть, что $oo_1=r_1\cos\beta+r_2\cos\alpha$ и $oo''=r_2\sin\alpha+r_1\sin\beta$, такъ что

$$tg\varphi=\frac{r_1 sn\beta+r_2 sn\,\alpha}{r_1\cos\;\beta+r_2 sn\,\alpha}$$

Понятно, что вмѣсто полныхъ длинъ r_1 и r_0 можно складывать величины имъ пропорціональныя.

Если лопатки стальныя, или желѣзныя, то задняя сторона лопатки очерчивается окружностью изъ того же центра *c*. Если же лопатки чугунныя, то поступаютъ такъ, какъ при очерчиванiи лопатокъ осевыхъ турбинъ, т. е. уголъ перваго элемента съ внѣшней окружностью дѣлаютъ равнымъ

$$\beta' = \beta - (5^\circ - 10^\circ)$$

и затѣмъ производятъ постоенiе подобнымъ же образомъ Иногда послѣднiй элементъ лопатокъ дѣлаютъ прямолинейнымъ.

Турбину Фрэнсиса ставятъ часто на горизонтальномъ валу (чер. 36), если только она снабжена всасывающей трубой.

Такiя турбины называютъ *спиральными*.

Ходъ подсчета остается тотъ же самый, что и въ случаѣ турбины на вертикальномъ валу. Нужно только подсчитать спиральный каналъ такимъ образомъ, чтобы скорость въ каждомъ его сѣченiи была постоянно равна скорости *c*, съ которою вода притекаетъ по подводящей трубѣ. Для этого достаточно провѣрить 4 или 5 сѣченiй; причемъ надо считать, что количество воды убываетъ пропорцiонально дугамъ внѣшней окружности направляющаго аппарата. Послѣднее сѣченiе *mn* можно расчитать на количество воды, соотвѣтствующей дугѣ $m'n'$, которую мы получимъ, если продолжимъ нижнюю образующую подводяшей трубы до встрѣчи съ внѣщней окружностью направляющаго аппарата. Лопатки направляющаго аппарата должны встрѣчать внѣшнюю окружность подъ угломъ, большимъ прямого, чтобы не заставлять воду круто мѣнять направленiе. Лопатки выполняются или прямыли (*ab*) или вогнутыми (*cd*) или даже выпуклыми (*ef*).

Лопатки направляющаго аппарата и колеса турбины Фрэнсиса очерчивают иногда слѣдующимъ образомъ. Пусть мы очерчиваемъ лопатки турбины: r_1—ея внѣшній радіусъ, r_2 внутренній. Проведемъ еще третью окружность mm (чер. 37) радіусомъ, равнымъ приблизительно

$$\varsigma = r_2 + (0{,}1 - 0{,}2)\,(r_1 - r_2)$$

Возьмемъ на этой окружности какую-ниб. точку c, проведемъ въ этой точкѣ касательную и прямую наклоненную къ касательной подъ угломъ γ. Ведемъ затѣмъ черезъ туже точку прямую cc' подъ прямымъ угломъ къ прямой cc_1 и продолжимъ ее до пересѣченія съ перпендикуляромъ oc' изъ центра o. Если изъ центра o опишемъ окружность радіусомъ oc', то эта окружность соприкоснется съ cc' въ точкѣ c'. Когда мы вычертили эту окружность, то можемъ приступить къ вычерчиванію лопатокъ. Нанесемъ на внутренней окружности точки дѣленія. Пусть a и b двѣ смежныхъ точки дѣленія. Будемъ образовывать лопатку bb_1 по развертывающейся окружности oc' до точки e, которая опредѣлится тѣмъ, что касательная, проведенная изъ нея къ окружности oc' пройдетъ чересъ точку a; отъ этой же точки опять очертимъ ее по дугѣ bb_1 окружности. Если мы такимъ же образомъ очертимъ лопатку aa_1 то всѣ струйки будутъ пересѣкать прямую ea подъ однимъ и тѣмъ же угломъ, ибо касательныя въ точкѣ e къ лопаткѣ bb_1 и въ точкѣ a къ лопаткѣ aa_1 будутъ параллельны прямой cc_1. Предпологаютъ, что такимъ образомъ сжатіе совершенно устраняется, но, при этомъ лопатки пересѣкаютъ внутреннюю окружность подъ угломъ $\gamma_1 = \gamma + \theta$. Это является уже недостаткомъ такого способа очерчиванія. Въ такомъ случаѣ уже слѣдовало бы вести cc_1 не подъ угломъ γ, а подъ угломъ нѣсколько меньшимъ, чтобы исправить эту неточность.

Можно было бы сомнѣваться въ томъ, что вода будетъ притекать къ выпуклой части, которою заканчивается при такомъ способѣ очерчиванія лопатки. Но можно показать, что, если не перейдемъ нѣкоторый опредѣленный предѣлъ кривизны этой выпуклой части, вода отъ нея отставать не будетъ. Чтобы показать это, разсмотримъ движеніе частицъ воды черезъ колесо турбины Фрэнсиса. Пусть ab есть лопатка турбины Фрэнсиса (чер. 38).

Разсмотримъ нѣкоторую частицу воды m. На эту частицу дѣйствуетъ реакція лопатки и силы инерціи соотвѣтствующія:

1) ускоренно переноснаго движенія, центростремительному ускоренію $\omega^2 r$, которое будетъ направлено по радіусу къ центру;

2) ускоренію относительнаго движенія, которое въ свою очередь слагается изъ двухъ векторовъ:

а) изъ вектора равнаго по длинѣ $\frac{w^2}{\rho}$, гдѣ ρ — радіусъ кривизны лопатки въ точкѣ m, и направленнаго по нормали въ этой точкѣ, и

б) вектора, равнаго по длинѣ $\frac{dw}{dt}$ и направленнаго по касательной въ точкѣ m въ сторону движенія;

3) ускоренію поворотному.

Вспомнимъ, что по теоремѣ Коріолиса величина поворотнаго ускоренія $= 2\omega\, w \sin\theta$, гдѣ θ — уголъ между осью вращенія и направленіемъ относительной скорости. Такъ какъ въ нашемъ случаѣ $\theta = 90°$, то величина поворотнаго ускоренія$=2\omega w$. Чтобы получить направленіе этого ускоренія, надо поступать слѣдующимъ образомъ, Перенесемъ ось o параллельно самой себѣ въ точку m; тогда чтобы получить направленіе вектора $2\omega w$, который лежитъ въ плоскости перпендикулярной къ оси, надо вообразить сначала, что онъ совпадаетъ по направленію съ w, а затѣмъ, чтобы получить истинное его направленіе, надо повернуть его около оси на прямой уголъ въ сторону вращенія (по направленію стрѣлки k) (чер. 38). Мы видимъ, что въ данномъ случаѣ поворотное ускореніе направлено по внутренней нормали въ точкѣ m.

Силы инерціи, соотвѣтств. этимъ ускореніямъ, будутъ имѣть обратное направленіе.

Если мы обозначимъ уголъ между w и ω (скор, вращ.) черезъ α, то найдемъ, что давленіе частицы m на стѣнку, отнесенное къ единицѣ массы, будетъ:

$$N=2w\omega+r\omega^2\cos\alpha+\frac{w^2}{\rho}$$

(Это соотношеніе есть условіе равновѣсія между дѣйствующими силами и силами инерціи).

Чтобы вода не отставала отъ стѣнки, а направлялась ею должнымъ образомъ, необходимо, чтобы N было $>o$ или въ крайнемъ случаѣ$=o$

т. ч. для этого случая имѣемъ:

$$2w\omega+r\omega^2\cos\alpha+\frac{w^2}{\rho}>0,$$

откуда

$$\frac{w^2}{\rho} > -2w\omega - r\omega^2 cos\alpha \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (\alpha)$$

Очевидно, что при вогнутой лопаткѣ это неравенство всегда удовлетворяется. Но оно можетъ быть удовлетворено и при выпуклой лопаткѣ; въ этомъ послѣднемъ случаѣ $-\frac{w^2}{\rho}$ будетъ направлено въ сторону противоположную, т. ч. будемъ имѣть:

$$2w\omega + r\omega^2 cos\alpha - \frac{w^2}{\rho} > 0.$$

откуда

$$\frac{w^2}{\rho} < 2w\omega + r\omega^2 cos\alpha \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (b)$$

Очевидно, что если ρ не станетъ меньше извѣстной величины, это неравенство всегда можетъ быть удовлетворено. Въ нашемъ случаѣ (черт, 37) ρ для точки e, напримѣръ, $=ec^1$, здѣсь всетаки надо быть осторожнымъ, ибо $cos\alpha$ будетъ величиной отрицательной. Неравенства (a) и (b) показываютъ намъ между прочимъ, что лопатки колеса турбины Френсиса могутъ быть очерчены просто прямыми линіями ($\rho = \infty$); тогда ихъ строятъ даже такъ, что вода течетъ по выпуклой сторонѣ. Понятно, что это возможно, если только на протяженіи всей лопатки удовлетворяется неравенство (b), хотя послѣдній способъ вычерчиванія лопатокъ и не имѣетъ, кажется, за собой какихъ-нибудь раціональныхъ основаній, въ то время, какъ очерчиваніе прямыми имѣетъ слѣдствіемъ простоту выполненія. Понятно, что въ томъ и другомъ случаѣ уголъ β получается значительно больше прямого (черт. 39), а такой уголъ при соблюденіи условія безударнаго вступленія воды на лопатку колеса возможно получить только тогда, если давленіе въ зазорѣ будетъ значительнс больше давленія окружающей воды. Относительно турбины Фрэнсиса можно сказать то же что относительно всякой другой подводной турбины, что она должна плохо регулироваться, т. е. иными словами при закрываніи нѣсколькихъ лопатокъ направляющаго аппарата, коэффиціентъ полезнаго дѣйствія значительно понижается. Замѣтимъ также, что турбина Фрэнсиса можетъ быть съ большимъ удобствомъ помѣщена во всасывающей трубѣ.

Какъ особенность этой турбины отмѣтимъ то обстоятельство, что лопатки колеса ея получаются всегда довольно крѣпкими и мало искривленными, т. ч. вредныя потери въ колесѣ вслѣдствіе этого въ среднемъ будутъ меньше, чѣмъ въ другихъ турбинахъ. Кромѣ же этого она, какъ и всякая другая радіальная турбина, можетъ быть сдѣлана съ значительной высотой лопатки, что, какъ мы выяснили уже раньше, не должно вести къ пониженію полезнаго дѣйствія, а между тѣмъ въ случаѣ значительнаго расхода можетъ повѣсти къ значительному уменьшенію стоимости ея.

Самымъ же существеннымъ и только ей одной присущимъ недостаткамъ является то обстоятельство, что скорость вытеканія можетъ быть доведена до желаемой малой величины только непомѣрнымъ увеличеніемъ ея размѣровъ. Чтобы избѣжать этого недостатка, заставляютъ воду передъ выходомъ изъ колеса нѣсколько отклоняться отъ горизонтальнаго направленія (черт. 40 и 41).

Послѣдняя турбина представлена уже переходную стадію къ турбинамъ *смѣшаннымъ*.

Такія турбины получили въ послѣднее время большое распространеніе въ Европѣ и строятся по большей части, какъ турбины реактивныя. Какъ мы видѣли при сравненіи турбины Жонваля и турбины Жирара, турбина реактивная при прочихъ равныхъ условіяхъ получаетъ большее число оборотовъ, что представляется удобнымъ въ томъ случаѣ, если желательно поставить динамо-машину непосредственно на валъ турбины. Посмотримъ, какимъ образомъ ведется подсчетъ такой турбины, предполагая, какъ это обыкновенно и бываетъ, что турбина стоитъ во всасывающей трубѣ (чер. 42). Придерживаясь обыкновенныхъ обозначеній, мы можемъ написать слѣдующія ур—ія:

$$\frac{p_0}{\Delta}+h=\frac{v^2}{2g}(1+\zeta_1)+\frac{p}{\Delta}\ \ldots\ldots\ (1)$$

$$v\cos\alpha=u_1\ \ldots\ldots\ (2)$$

$$v\sin\alpha=w_1\ \ldots\ldots\ (3)$$

(мы предполагаемъ, что $\beta=90^\circ$)

$$\frac{w_1^2}{2g}+\frac{p}{\Delta}+h_0-\frac{u_1^2}{2g}=\frac{w_2^2}{2g}(1+\zeta_2)+\frac{p_1}{\Delta}-\frac{u_2^2}{2g}\ \ldots\ (4)$$

$$w_2\cos\gamma=u_2\ \ldots\ldots\ (5)$$

$$w_2\sin\gamma=w_0\ \ldots\ldots\ (6)$$

и

$$\frac{u_1}{u_2}=\frac{d_1}{d_2}\ \ldots\ldots\ (7)$$

Найдемъ затѣмъ работу одного килограмма воды.

Каждый килограммъ приноситъ къ колесу турбины располагаемую энергію.

$$\frac{v^2}{2g}+\frac{p}{\Delta}+h_0-\frac{p_1}{\Delta}$$

Часть этой энергіи, равная $\zeta_2\frac{w_2{}^2}{2g}$, затрачивается на вредныя сопротивленія въ колесѣ и часть $\frac{v_0{}^2}{2g}$ уносится во всасывающую трубу.

Такимъ образомъ работа одного килограмма будетъ:

$$L=\frac{v^2}{2g}+\frac{p}{\Delta}+h_0-\frac{p_1}{\Delta}-\zeta_2\frac{w_2{}^2}{2g}-\frac{v_0{}^2}{2g}$$

Принимая во вниманіе ур—ія (5) и (6), легко найдемъ:

$$L=\frac{v^2}{2g}+\frac{p}{\Delta}+h_0-\frac{p_1}{\Delta}-\zeta_2\frac{w_2{}^2}{2g}-\frac{w_2{}^2}{2g}+\frac{u_2{}^2}{2g}$$

и, на основаніи ур—ія (4),

$$L=\frac{v^2}{2g}+\frac{u_1{}^2}{2g}-\frac{w_1{}^2}{2g}$$

Наконецъ, пользуясь ур—іями (2) и (3), мы легко приведемъ полученное ур—іе къ знакомой намъ формѣ:

$$L=\frac{u_1 v\cos\alpha}{g},$$

такъ что

$$\eta_1 Hg=u_1 v\cos\alpha \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (8)$$

Примѣняя далѣе ур—іе Бернулли для теченія отъ c до выходного отверстія изъ всасывающей трубы, получимъ:

$$\frac{p_1}{\Delta}+h_2+\frac{v_0^2}{2g}=\frac{v_3^2}{2g}(1+\zeta_3)+\frac{p_3}{\Delta}=\frac{v_3^2}{2g}(1+\zeta_3)+\frac{p_0}{\Delta}+h_3$$

Обыкновенно трубу расширяютъ такъ, чтобы

$$\frac{v_0^2}{2g}=\frac{v_3^2}{2g}(1+\zeta_3),$$

такъ что

$$\frac{p_1}{\Delta}=\frac{p_0}{\Delta}+h_3-h_2 \quad \ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

Подставляемъ это выраженіе въ ур—іе (4):

$$\frac{w_1^2}{2g}+\frac{p}{\Delta}+h_0-\frac{u_1^2}{2g}=\frac{w_2^2}{2g}(1+\zeta_2)+\frac{p_0}{\Delta}+h_3-h_2-\frac{u_2^2}{2g}$$

и сложимъ полученное ур—іе съ ур—іемъ (1); тогда получимъ:

$$h+\frac{w_1^2}{2g}+h_0-\frac{u_1^2}{2g}=\frac{w_2^2}{2g}(1+\zeta_2)+h_3-h_2-\frac{u_2^2}{2g}+$$

$$+\frac{v^2}{2g}(1+\zeta_1)$$

$$\frac{w_1^2}{2g}-\frac{u_1^2}{2g}+(h+h_0+h_2-h_3)=\frac{w_2^2}{2g}(1+\zeta_2)+\frac{v^2}{2g}(1+\zeta_1)$$

или

$$\frac{w_1^2}{2g}-\frac{u_1^2}{2g}+H=\frac{w_2^2}{2g}(1+\zeta_2)+\frac{v^2}{2g}(1+\zeta_1)\ldots\quad(10)$$

Подсчетъ ведется въ слѣдующемъ порядкѣ.

Выбираютъ внутренній діаметръ турбины. При этомъ можно руководиться слѣдующими соображеніями. Скорость въ верхней части всасывающ. трубы не должна быть больше

$$u_0=\left(\frac{1}{5}-\frac{1}{2}\right)\sqrt{2gH}$$

Часто ее принимаютъ равной (1—1,2) *mtr*.

Такимъ образомъ можно опредѣлить d_0, а затѣмъ взять d_2 нѣсколько меньше.

Затѣмъ опредѣляютъ d_1 по соотношенію:

$$d_1=\frac{d_2}{0,6-0,8},$$

при чемъ первую цифру берутъ при большихъ расходахъ и малыхъ напорахъ, а вторую при малыхъ расходахъ и большихъ напорахъ.

Далѣе задаются угломъ α (15°—18°) и коэф. η_1 (не менѣе 0,85) и опредѣляютъ: u_1 и v по ур—іямъ (8) и (2), w_1 по ур—ію (3), u_2 по ур—ію (7), w_2 по ур—ію (10), γ по ур—ію (5) и v_0 по ур—ію (6). При этомъ v_0 должно получиться нѣсколько больше, чѣмъ u_0, или даже равно u_0, но только не **меньше**.

Коэффиціенты ζ_1 и ζ_2 выбираютъ на основаніи тѣхъ же соображеній, что и въ турбинѣ Жонваля (см. стр. 53).

При этомъ замѣтимъ, что лопатки колеса по большей части изготовляются штампованіемъ изъ железнаго или стального листа.

Далѣе остается подсчитать только размѣры всѣхъ сѣченій. Для этого слѣдуетъ задаться толщиной лопатокъ и ихъ числомъ. Толщина лопатокъ выбирается обыкновеннымъ образомъ, а число ихъ дѣлается, обыкновенно, раза въ два менѣе, чѣмъ въ турбинахъ активныхъ или французскихъ. Мюллеръ предлагаетъ для опредѣленія числа лопатокъ пользоваться слѣдующими формулами:

$$z_1=\sqrt{470.d_1}$$

и

$$z_2=\sqrt{400.d_1}$$

При разсчетѣ колеса слѣдуетъ принимать во вниманіе утечку черезъ зазоръ и затѣмъ полученную ширину выходного отверстія откладывать по дугѣ ef.

Если средняя струйка не очень сильно смѣщена изъ горизонтальной плоскости (чер. 40), лопатку можно дѣлать цилиндрической, принимая за направляющую горизонтальную проекцію средней струйки *ab* и за образующ. вертикальныя прямыя. Въ случаѣ значительнаго искривленія ободьевъ (чер. 40) слѣдуетъ лопаткѣ придавать такую форму, чтобъ уголъ γ былъ болѣе средняго у верхней части лопатки и меньше—у нижней. При такой формѣ лопатки нормальность вытеканія будетъ имѣть мѣсто приблизительно на всей ширинѣ лопатки. Чтобы составить представленіе о формѣ лопатки въ данномъ случаѣ, надо найти нѣсколько сѣченій и при томъ такъ расположенныхъ, чтобы модельщикъ могъ по чертежу сразу выполнить модель штампа или ящика для стержня, если лопатки должны быть отлиты изъ чугуна. Для этой цѣли можно рекомендовать слѣдующій способъ.

Вообразимъ, что *cdfe* (чер. 43) есть вертикальная проекція лопатки. Проведемъ по ней рядъ линій I I′, II II″, и т. д. которыя представляли бы плавный переходъ отъ ребра *fd* къ ребру *cd*, при чемъ мы можемъ предполагать, что эти линіи суть линіи пересѣченій поверхности лопатки съ вертикальными плоскостями. Мы можемъ считать, что средины этихъ линій: *b*, I, II и т. д. опредѣляютъ собою среднюю струйку, или среднюю разсчетную линію лопатки.

Будемъ теперь строить горизонтальную проекцію этой линіи. Допустимъ прежде всего, что ребро *ce* представляетъ въ горизонтальной проекціи прямую $c'e'$, наклоненную къ радіусу подъ угломъ φ. Это дѣлается съ цѣлью укороченія внѣшней части лопатки. Уголъ φ можно брать около 20°. Чтобы найти положеніе горизонтальной проекціи точки *a* на этой прямой, надо сначата спроектировать эту точку на *OX* и затѣмъ описать черезъ проекцію дугу окружности до пересѣченія съ $c'e'$. Чтобы построить горизонтальную проекцію линіи *ab*, надо выбрать, во-первыхъ, положеніе точки b' и найти проекцію угла γ; уголъ β проектируется въ натуральную величину. Точку b' слѣдуетъ выбрать такъ, чтобы одна лопатка заходила за другую, т. е. иначе, чтобы радіусъ, проведенный черезъ b', пересѣкалъ сосѣднюю лопатку. Проекція угла γ можетъ быть найдена такимъ путемъ. Абсолютная скорость истеченія v_0, извѣстная изъ вычисленія, имѣетъ направленіе проекціи послѣдняго элемента *a*VI′ на вертикальн. плоскость и проектир. на эту плоскость въ натуральную величину, поэтому мы легко найдемъ ея горизонтальную проекцію v'_0. Соединяемъ 0 съ a' (гор. проекція) и на перпендикулярѣ къ $0a'$ откладываемъ u_2 (эта скорость лежитъ въ горизонт. плоскости); изъ конца u_2 возставляемъ перпендикуляръ, откладываемъ на немъ длину, равную v' и соединяя конецъ этого перпендикуляра съ точкой a'. Уголъ между этой прямой (это есть проекція w_2) и направл. u_2=проекц. γ. Если мы проведемъ по лекалу кривую $a'b'$, касательную въ точкѣ a' къ проекціи w_2 и встрѣчающую внѣшнюю окружность въ точкѣ b' подъ угломъ β, то и получимъ проекцію средней линіи лопатки. Совершенно подобнымъ же образомъ можно построить горизонтальную проекцію $c'b'$ линіи cd. Съ этой цѣлью надо прежде всего найти величину абсолютной скорости истеченія. Это можно произвести графически, какъ показано на (черт. 44), гдѣ u_2'—скорость точки c по окружности и w_2—относительная скорость на послѣднемъ элементѣ, которую мы должны считать постоянной по всей ширинѣ лопатки.

Теперь можно найти горизонтальные слѣды плоскостей I I', II'' II, и т. д., проектируя точки I, II, III.. на линію cd и точки I', II', и т. д. на горизонтальную плоскость. Проведемъ теперь рядъ горизонтальныхъ плоскостей 11, 22, 33 и т. д. на равныхъ разстояніяхъ и будемъ искать кривыя пересѣченія этихъ плоскостей съ поверхностью лопатки. Для этого намъ нужно найти только горизонтальныя проекціи точекъ пересѣченія прямыхъ 11, 22, 33 и т. д. съ линіями I I', II II'', III III'' и соединить эти точки плавными кривыми 10 10, 99, 88,... Видъ этихъ кривыхъ и ихъ послѣдовательность и могутъ дать намъ указаніе, насколько удачно выбрана форма лопатки.

Обратимъ вниманіе еще на одно обстоятельство. Отрѣзокъ e' 10, величину котораго мы можемъ выбрать произвольно, представляетъ горизонтальную проекцію послѣдняго элемента кривой ef. Вертикальная проекція того же элемента есть ce'_1. Зная эти проекціи, мы можемъ построить (чер. 45) уголъ, который послѣдній элементъ этой линіи дѣлаетъ съ горизонт. плоскостью. Желательно, чтобы этотъ уголъ (γ_2) удовлетворялъ бы тому же условію, что и уголъ γ_1; разъ длина e' 10 произвольна, то мы и можемъ выбрать ее надлежащимъ образомъ. Для полученія поверхности лопатки, модельщикъ долженъ взять рядъ досокъ толщиной, равной разстоянію между выбранными горизонтальными плоскостями и вырѣзывать изъ нихъ фигуры $10_1 10_1 e'$, $99e'$, $88e'$ и т. д. Когда затѣмъ всѣ эти доски будутъ наложены одна на другую, такъ что ихъ основанія $10e'$, $9e'$, $8e'$ и т. д. будутъ лежать въ одной плоскости (чер. 46), то останется для полученія поверхности лопатки обрѣзать выступающіе края, чтобы получить главную поверхность. Часто углами γ_1 и γ_2 задаются „на глазъ" такъ, чтобы $\gamma_1 > \gamma > \gamma_2$. Иногда также концы гориз. проекцій линій ab и cd очерчиваютъ по развертывающимъ окружности, построеннымъ по проекціямъ угловъ γ и γ_1.

2. Турбина Фурнейрана.

Турбина Фурнейрана, схема которой изображена на чертежѣ 47-мъ замѣчательна тѣмъ, что она является первой турбиной по времени изобрѣтенія (1827 г.). Внѣшнее отличіе ея отъ турбины Фрэнсиса заключается въ томъ, что здѣсь вода течетъ отъ центра къ периферіи, т. е. направл. аппаратъ a помѣщается внутри колеса b.

Такое незначительное внѣшнее отличіе ведетъ однако къ существенной разницѣ въ свойствахъ. Турбина Фурнейрана обладаетъ тѣмъ важнымъ недостаткомъ, что лопатки ея колеса получаются всегда очень длинными и очень кривыми, вслѣдствіе чего въ колесѣ получаются значительныя сопротивленія отъ тренія и закругленія.

Чтобы показать это, разсмотримъ движеніе частицы воды по лопаткѣ колеса. Пусть ab (чер. 48) есть лопатка колеса и 0 его ось. Не трудно видѣть, что на частицу dm будутъ дѣйствовать слѣдующія силы, отнесенныя къ единицѣ массы:

1) реакція N, направленная по внутренней нормали;

2) сила инерціи, соотвѣтствующая цѣнтробѣжному ускоренію, равная $\omega^2 r$ и направленная отъ центра;

3) сила инерціи, соотвѣтствующая ускоренію переносного движенія; это послѣднее можно представить двумя векторами: $\frac{dw}{dt}$ — по касательной и $\frac{w^2}{\rho}$ — по нормали, гдѣ ρ — радіусъ кривизны лопатки въ данной точкѣ;

4) сила инерціи, соотвѣтствующая поворотному ускоренію, равная $2w\omega$, при чемъ эта послѣдняя будетъ направлена по внутренней нормали. Проектируя всѣ силы на нормаль, мы должны получить въ суммѣ нуль, т. ч.

$$N+2\omega w-\frac{w^2}{\rho}-\omega^2 r\cos\varphi=0,$$

откуда

$$N=\frac{w^2}{\rho}-2\omega w+\omega^2 r\cos\varphi.$$

Т. к. N не должно быть меньше 0, то имѣемъ:

$$\frac{w^2}{\rho} > 2\omega w - \omega^2 r \cos\varphi$$

Отсюда видно, что кривизна лопатки колеса турбины Фурнейрана будетъ всегда значительнѣй кривизны лопатки колеса турбины Фрэнсиса; а, если это такъ, то при той же разности радіусовъ $r_1 - r_2$ лопатка первой должна быть длиннѣе. Но зато въ данномъ случаѣ скорость истеченія изъ турбины можетъ быть доведена до меньшаго значенія, что составляетъ преимущество турбины Фурнейрана передъ турбиной Фрэнсиса.

Теоретически мыслимо турбину Фурнейрана помѣщать во всасывающей трубѣ, на практикѣ это осуществляется трудно, ибо труба должна была бы получить очень большой діаметръ, чтобы охватить турбину. Надо обратить вниманіе еще на то, что при тѣхъ же условіяхъ (т. е. при томъ же Q и H), турбина Фурнейра потребуетъ нѣсколько больше мѣста для установки, чѣмъ турбина Фрэнсиса, ибо радіальный размѣръ колеса всегда больше того же размѣра направляющаго аппарата.

Въ результатѣ же все-таки трудно рѣшить, которой изъ этихъ двухъ турбинъ слѣдуетъ отдать предпочтеніе. Однако надо замѣтить, что въ послѣднее время турбина Фурнейрана строится очень рѣдко. Раньше же строили чаще и, обыкновенно, съ угломъ $\beta=90^0$ и постоянной высотой колеса.

3. Турбины Жирара на горизонтальномъ валу.

Эта турбина—схема ея изображена на чертежѣ 49—строится въ случаѣ малаго расхода и большого напора, т.

к. она работаетъ единовременно только незначительной $\left(\frac{1}{8}-\frac{1}{12}\right)$ частью лопатокъ колеса. Если бы въ такомъ случаѣ мы устроили полную турбину, то она получилась бы очень малаго діаметра, т. ч. при данномъ значеніи скорости u_1 (скор. на внутрен. окружности колеса) число оборотовъ получалось бы очень значительно и передача къ фабричному валу получилась бы по необходимости очень тяжелой. Какъ видно изъ схемы, направляющій аппаратъ *a* содержитъ всего нѣсколько лопатокъ и представляетъ изъ себя конецъ, проводящій воду въ трубу. Турбина эта ставится обыкновенно надъ водой, и потому строится по типу турбины Жирара. Теорія ея никакихъ особенностей не представляетъ. Надо только принять во вниманіе, что при прохожденіи воды черезъ колесо, на нее дѣйствуетъ сила тяжести, что и надо имѣть въ виду при составленіи ур—ія Бернулли.

Замѣтимъ, что число лопатокъ колеса для лучшаго направленія струекъ приходится иногда дѣлать значительно большимъ, чѣмъ въ другихъ турбинахъ.

4. Турбины смѣшанныя.

Мы уже видѣли какимъ образомъ постепеннымъ видоизмѣненіемъ турбины Фрэнсиса получаются турбины смѣшанныя и американскія. Эти послѣднія представляютъ то удобство, что онѣ соединяютъ въ себѣ свойства всѣхъ другихъ турбинъ, поэтому могутъ быть построены по какому угодно типу; по типу турбины Жирара, по типу новыхъ подводныхъ турбинъ, по типу старыхъ подводныхъ турбинъ, или, какъ ихъ называли *реактивныхъ*, что обозначало, что въ зазорѣ давленіе выше, чѣмъ въ окружающей средѣ, почему вода въ колесѣ текла ускоренно.

Смѣшанныя турбины также съ большимъ удобствомъ могутъ быть расположены во всасывающей трубѣ.

Мы видѣли раньше, что въ радіальныхъ турбинахъ ширина лопатки можетъ быть сдѣлана относительно значительнѣе, чѣмъ въ турбинахъ осевыхъ. Американскіе инженеры въ широкой мѣрѣ пользуются этимъ свойствомъ и дѣлаютъ часто ширину лопатокъ b равной радіусу r (чер. 50). При этомъ лопатка a колеса получаетъ совершенно своеобразный видъ. Чтобы обезпечить въ такомъ случаѣ нормальность вытеканія по всей ширинѣ лопатки, приходится придавать лопаткѣ очень сложную форму. Такъ какъ ширина ея внизу получается даже нѣсколько меньше, чѣмъ при входѣ, то приходится такія турбины выполнять „реактивными“, чтобы получить ускоренное движеніе въ колесѣ и большую относительную скорость на послѣднемъ элементѣ.

Если лопатка выполнена тщательно съ соблюденіемъ всѣхъ условій наивыгодн. дѣйствія, то такого рода турбины при маломъ діаметрѣ могутъ перерабатывать съ довольно высокимъ коэфф. полезнаго дѣйствія большія количества воды. Вотъ въ виду этого обстоятельства такого рода турбины и распространились въ Америкѣ, гдѣ имѣются огромные запасы водяной энергіи, но только при сравнительно малыхъ паденіяхъ, т. ч. тамъ и заботятся не столько о степени совершенства двигателя, сколько о его дешивизнѣ. Теорія смѣшанныхъ турбинъ будетъ отличаться отъ теоріи турбинъ Фрэнсиса только тѣмъ, что при составленіи ур—ія Бернулли для теченія черезъ колесо, надо принять во вниманіе работу силы тяжести.

5. Коническая турбина.

Слѣдуетъ упомянуть еще о турбинѣ „конической, схема которой изображена на чертежѣ 51-мъ. Эта турбина въ недавнее время потентована извѣстнымъ заводомъ Ешеръ и Висъ въ Швейцаріи, который главнымъ образомъ занимается постройкой турбинъ. Эта турбина, очевидно, представляетъ изъ себя нѣчто среднее между турбиной Жонваля и Фрэнсиса. Какъ кажется, особое ея преимущество заключается въ томъ, что она занимаетъ мало мѣста.

§ 4.

Регулированіе турбинъ.

1. Различные способы регулированія.

Всякая турбина должна быть снабжена регулирующимъ приборомъ не только въ виду измѣненія расхода по временамъ года, но также въ виду измѣненія полезнаго сопротивленія. Существуетъ нѣсколько различныхъ способовъ регулированія, которые мы и будемъ послѣдовательно разсматривать.

1) *Регулированіе щитами въ приводящемъ каналѣ, дроссельнымъ клапаномъ (чер. 52) въ приводящей или всасывающей трубѣ, щитомъ, закрывающимъ выходное отверстіе всасывающей трубы и т. д.*

Этотъ способъ регулированія въ высшей степени неэкономиченъ. Дѣйствительно, пусть къ турбинѣ, вслѣдствіе того, что щитъ частью закрылъ пропускающее отверстіе, притекаетъ вмѣсто нормальнаго количества воды Q меньшее количество fQ, гдѣ $f < 1$. Введенное щитомъ сопротивленіе уменьшаетъ полезный напоръ и это уменьшеніе должно быть таково, чтобы вода вытекала изъ выходного отверстія направляющаго аппарата со скоростью fv, если при открытомъ щитѣ она вытекала со скоростью v, ибо сѣченіе каналовъ остается безъ измѣненія. Каждый kgr воды при нормальныхъ условіяхъ приноситъ къ турбинѣ энергію $\frac{v^2}{2g}$, а при закрытомъ щитѣ $\frac{f^2v^2}{2g}$, т. е. въ $\frac{1}{f^2}$ разъ меньше; въ такомъ же отношеніи понижается и коэфф. полезнаго дѣйствія.

Положимъ, что $f=\frac{3}{4}$, тогда полезное дѣйствіе уменьшается въ $\frac{1}{^9/_{16}}=\frac{16}{9}$ разъ; если $f=0,5$, то коэф. полезнаго дѣйствія уменьшается въ $\frac{1}{(0,5)^2}=4$ раза и т. п.

Отсюда видно, что такой способъ регулированія крайне невыгоденъ, почему всякаго рода щиты и заслонки въ каналахъ и трубахъ, приводящихъ или отводящихъ воду отъ турбины должны служить лишь для остановки или пусканія турбины—въ ходъ, но не для регулированія.

2) *Регулированіе щитами, закрывающими сразу часть всѣхъ входныхъ отверстій направляющаго аппарата или выходныхъ отверстій изъ турбины*, столь же не экономично, какъ и въ предыдущемъ случаѣ и по той же самой причинѣ.

3) Нѣсколько лучшимъ представляется *регулированіе щитомъ, входящимъ въ зазоръ между направляющимъ аппаратомъ и турбиной* (чер. 53). Здѣсь скорость протеканія черезъ выходное отверстіе изъ направляющаго аппарата не измѣняется и потому столь значительной потери, какъ въ предыдущихъ случаяхъ, нѣтъ.

Но мы знаемъ, что если за суженіемъ слѣдуетъ очень быстрое расширеніе, то вслѣдствіе удара происходитъ значительная потеря энергіи, которая можетъ быть вычислена по теоремѣ Борда. Отсюда, понятно, что коэф. полезнаго дѣйствія будетъ по мѣрѣ закрыванія щита постоянно уменьшаться. Чтобы хотя до нѣкоторой степени уменьшить эту потерю, радіальныя турбины дѣлаютъ двухъ или трехъ ярусными (чер. 53). Легко видѣть, что если щитъ закрываетъ цѣлый ярусъ, то удара не будетъ и коэф. полезнаго дѣйствія не уменьшится, если же щитъ закрываетъ только часть какого-либо яруса, то терять нѣкоторую долю энергіи будетъ только вода, протекающая черезъ этотъ ярусъ.

4) *Регулированіе вращающимися лопатками направляющаго аппарата.*

На чертежѣ 54-мъ изображенъ направляющій аппаратъ осевой турбины; прямолинейныя части лопатокъ вращаются около шарнировъ 0.

На чертежѣ 55-мъ изображена часть направляющаго аппарата турбины Фрэнсиса; здѣсь вся лопатка вращается около пункта 0. Такой способъ регулированія ведетъ къ тѣмъ же потерямъ, что и предыдущій. Кромѣ того здѣсь при регулированіи нарушаются съ измѣненіемъ угла α условія безударнаго вступленія на лопатку турбиннаго колеса.

5) *Регулированіе закрываніемъ нѣсколькихъ каналовъ направляющаго аппарата.* Здѣсь для закрыванія каналовъ пользуются различными способами.

На чертежѣ 56-мъ изображены задвижки, которыя соединены по три одной поперечиной DD_1. Эта послѣдняя при помощи штанги E можетъ быть поднимаема и опускаема при посредствѣ любаго механизма. Чтобы вода безпрепятственно вытекала изъ подъ закрытаго канала и чтобы затѣмъ не такъ легко входила въ пустое междулопаточное пространство, слѣдуетъ въ закрытые каналы дать доступъ воздуху. Это достигается устройствомъ штангъ въ видѣ трубокъ (чер. 57). Такое устройство особенно полезно для подводныхъ турбинъ. Вмѣсто вертикальныхъ задвижекъ въ осевыхъ турбинахъ часто примѣняютъ горизонтальныя. Кромѣ того примѣняются также и клапаны (чер. 58). Клапанъ *AA* имѣетъ ось вращенія въ *D* и при помощи штанги *E* можетъ быть проведенъ приблизительно въ вертикальное положеніе. При небольшихъ давленіяхъ воды удобно примѣнить для закрыванія каналовъ кожаную ленту. Устройство такого приспособленія видно на чертежѣ α (табл. XV). Двѣ кожаныя ленты закрѣплены однимъ концомъ къ направляющему аппарату, а другимъ къ одному изъ двухъ коническихъ катковъ, расположенныхъ діаметрально противоположно. При вращеніи катковъ въ одну или другую сторону лента сматывается съ нихъ или наматывается на нихъ и сообразно съ этимъ каналы закрываются или открываются постепенно съ двухъ діаметрально противоположныхъ сторонъ.

Весьма удобны кольцевыя щиты *Lehmann*'a.

Они могутъ быть устроены для турбинъ всѣхъ типовъ. Идея ихъ устройства видна изъ чер-а β (табл. XV), гдѣ представлено регулированіе осевыхъ турбинъ. Входныя отверстія направляющаго аппарата устроены на одной половинѣ окружности въ боковой поверхности цилиндра, а на другой половинѣ въ горизонтальной плоскости. Самый щитъ состоитъ также изъ горизонтальнаго кольца *a* на полуокружности и изъ цилиндрической стѣнки *b* на другой полуокружности. Въ положеніи, указанномъ на чертежѣ, каналы *A* и *B* открыты. Поворачивая постепенно щитъ, будемъ закрывать одну пару каналовъ за другой. Безъ дальнѣйшихъ объясненій ясно изъ чертежа γ (табл. XV) устройство подобнаго щита въ примѣненіи къ радіальной турбинѣ съ внѣшнимъ подводомъ воды.

Мы уже говорили раньше, что этотъ способъ регулированія можетъ считаться совершеннымъ для турбинъ активныхъ; мы изъясняли также почему такой способъ регулированія не особенно хорошъ для турбинъ французскихъ. Что касается турбинъ реактивныхъ, то здѣсь является еще одно обстоятельство, которое понижаетъ коэф. ихъ полезнаго дѣйствія при такомъ способѣ регулированія. Вода течетъ по такой турбинѣ подъ давленіемъ, заполняя всѣ каналы. Когда каналъ колеса подходитъ подъ закрытые каналы направляющаго аппарата, правильность теченія нарушается; когда каналъ колеса выходитъ изъ подъ закрытыхъ каналовъ направляющаго аппарата, правильность теченія возстановляется не сразу. Чѣмъ больше каналовъ закрыто, тѣмъ коэф. полезнаго дѣйствія турбины меньше, ибо относительное число неправильно работающихъ каналовъ возрастаетъ. Единственно раціональный способъ регулированія реактивныхъ турбинъ состоялъ бы въ одновременномъ измѣненіи всѣхъ каналовъ направляющаго аппарата и колеса въ одномъ отношеніи. Но такой способъ трудно осуществить. Къ этому идеальному способу приближаются устройствомъ двухъ или трехъ-ярусныхъ турбинъ.

Чтобы приспособить турбину Жонваля къ измѣненію расхода и напора по временамъ года, ее устраиваютъ изъ двухъ или трехъ вѣнцовъ (чер. 59) и пользуются различными вѣнцами при различныхъ условіяхъ. Напр. внутренній вѣнецъ можно разсчитать на малую воду, наружный на самую большую и средній вѣнецъ—на среднюю.

2. *Автоматическое регулированіе.*

Для автоматическаго регулированія турбинъ пользуются центробѣжными регуляторами. Такъ какъ для передвиженія регулирующихъ органовъ энергія регулятора не можетъ быть достаточна, то ихъ роль ограничивается или сцѣпленіемъ передачи къ регулирующему прибору съ главнымъ валомъ турбины, или приведеніемъ въ дѣйствіе вспомогательнаго двигателя, который уже и передвигаетъ регулирующій приборъ. Вспомогательнымъ двигателемъ или серво-моторомъ, обыкновенно служитъ небольшая водостолбовая машина. Эти машины, какъ мы уже говорили, имѣютъ устройство, аналогичное устройству паровой машины, но только въ нихъ вмѣсто пара работаетъ вода подъ давленіемъ. Такими серво-моторами выгодно пользоваться при регулированіи турбинъ, ибо вода подъ давленіемъ имѣется на лицо. Роль регулятора заключается при этомъ въ перестановкѣ распредѣлительнаго прибора; при этомъ поршень перемѣщается въ надлежащую сторону и передвигаетъ регулирующій органъ.

Но если бы ограничивались только такого рода простой связью между регуляторомъ и регулирующимъ приборомъ, то регулированіе было бы въ высшей степени несовершенно. Пояснимъ это на простомъ примѣрѣ (чер. 60).

На этомъ чертежѣ изображенъ простой регулирующій приборъ. На оси регулятора насаженъ крѣпко шкивъ *a*, черезъ посредство котораго регуляторъ получаетъ вращеніе отъ главнаго вала турбины. Муфта *r*, связанная съ муфтой *p*, имѣетъ два коническихъ колеса *b* и *c*, которыя входятъ въ зацѣпленіе съ коническимъ колесомъ *d*—первое, когда скорость возрастаетъ выше нормальной и муфта поднимается вверхъ,—второе, когда имѣетъ мѣсто обратное.

На валу колеса *d* сдѣлана винтовая нарѣзка *e* по которой перемѣщается поступательно гайка *g*. Перемѣщеніе гайки при помощи системы рычаговъ передается щиту *h*, помѣщенному въ подводящемъ каналѣ. Посмотримъ какимъ образомъ будетъ дѣйствовать такой приборъ. Для ясности воспользуемся графическимъ представленіемъ (чер. 60). Пусть на оси абсциссы мы будемъ откладывать въ извѣстномъ масштабѣ промежутки времени и на оси ординатъ угловыя скорости регулятора. Допустимъ, что *oa* есть нормальная скорость. Положимъ теперь, что скорость турбины возрастаетъ. Одновременно съ этимъ возрастаетъ угловая скорость оси регулятора, муфта поднимается вверхъ, приведетъ въ зацѣпленіе колеса *b* и *d* и щитъ *h* начнетъ опускаться. Вслѣдствіе опусканія щита и уменьшенія работы наступитъ равновѣсіе и скорость перестанетъ возрастать, достигнувъ, положимъ, величины *o'b*. Допустимъ, что щитъ за это время опускался равномѣрно и опустился до точки *f* (велич. опуск. мы отклады. отъ прямой $ae \parallel ox$. На этомъ регуляторъ и долженъ остановиться. Правда, скорость стала выше нормальной, но если знаемъ, что соотвѣтственнымъ устройствомъ самого регулятора мы можемъ достигнуть того, что эта скорость будетъ мало отличаться отъ нормальной. Но не то будетъ имѣть мѣсто въ данномъ случаѣ. Пока скорость не достигла нормальной величины, колеса *b* и *d* будутъ въ зацѣпленіи, поэтому щитъ будетъ закрываться дальше, пока скорость не станетъ нормальной. Это положеніе можно характеризовать точкой *c*. Если мы допустимъ, что время убыванія скорости отъ *b* до *c* равно времени ея возрастанія отъ *a* до *b*, то найдемъ, что щитъ опустится до *g*, т. е. въ два раза болѣе чѣмъ нужно. Теперь будетъ преобладать работа сопротивленія, скорость начнетъ убывать и регуляторъ сдѣлаетъ колебаніе внизъ; этотъ періодъ изображенъ графически на правой половинѣ діаграммы. Вслѣдъ за этимъ опять произойдетъ колебаніе вверхъ и т. д. Стало быть такого рода устройство не только не полезно, но даже вредно, ибо способствуетъ постоянному колебанію скорости. Отсюда въ то же время становится яснымъ, что нужно къ этому устройству добавить, чтобы регуляторъ исполнялъ какъ слѣдуетъ свое назначеніе.

Понятно, что для этого надо расцѣпить колеса b и c, т. е. вернуть муфту r приблизительно въ среднее положеніе, когда скорость достигаетъ величины $o'b$. Для этой цѣли послужитъ система рычаговъ, изображенныхъ на чертежѣ пунктиромъ (муфты r и p разъеденены).

Ясно, что, когда щитъ опускается, онъ увлекаетъ за собой внизъ и муфту регулятора. При такомъ устройствѣ послѣ наступленія равновѣсія, кривыя скорости и опусканія щита обратятся въ прямыя bb' и $fd \parallel ox$ (эти прямыя изображены на чертежѣ пунктиромъ). Если работа сопротивленія увеличится затѣмъ до нормальной величины, то щитъ приметъ нормальное положеніе.

Тѣмъ же принципомъ пользуются и при гидравлическихъ серво-моторахъ: муфту регулятора соединяютъ не только съ распредѣлительнымъ клапаномъ, но также и съ поршнемъ. Но при пользованіи серво-моторами чаще прибѣгаютъ къ другому устройству, при помощи котораго поршень точно слѣдитъ за движеніемъ муфты и не можетъ „перерегулировать“.

Чтобы пояснить идею такого рода устройствъ, разсмотримъ одно изъ нихъ наиболѣе простое. На чертежѣ 61-мъ изображенъ регулирующій приборъ инженеровъ Piccard et Pictet изъ Женевы.

Муфта a регулятора ведетъ рычагъ nm, вращающійся около неподвижной точки m и соединенный другимъ концомъ съ цилиндрическимъ золотникомъ b. Этотъ золотникъ движется внутри двойного поршня cc, который продолжается вверхъ полымъ штокомъ d', несущимъ трубку f и внизъ штокомъ t, который соединенъ съ регулирующимъ приборомъ. Поршень cc движется въ цилиндрѣ и образуетъ въ немъ три пространства: нижнее d_1, которое трубкой e всегда соединено съ водой подъ давленіемъ, среднее g, соединенное всегда съ атмосферой и верхнее d, которое въ зависимости отъ положенія золотника можетъ черезъ посредство ходовъ i и j быть соединено съ нижнимъ и черезъ посредство осевого отверстія золотника съ атмосферой.

Дѣйствіе аппарата состоитъ въ слѣдующемъ. Если муфта a опускается, золотникъ b устанавливаетъ сообщеніе ходовъ i и j верхняго пространства съ нижнимъ. Давленія съ обѣихъ сторонъ поршня сравниваются и поршень перемѣщается внизъ, ибо діаметръ верхней половины поршня больше, чѣмъ нижней. Вслѣдствіе этого перемѣщенія регулирующій приборъ открывается. Но это опусканіе будетъ продолжаться до тѣхъ поръ пока поршень не прекратитъ сообщенія между j и i и тогда онъ остановится если муфта будетъ опускаться ниже, то и поршень будетъ слѣдовать за ней. Если же, напротивъ, муфта a поднимается, золотникъ устанавливаетъ сообщеніе верхняго пространства черезъ посредство хода j съ атмосферой; поршень начинаетъ подниматься и закрывать регулирующій приборъ. Поднимаясь поршень прерветъ сообщеніе d съ атмосферой и остановится. Такимъ образомъ мы видимъ, что здѣсь серво-моторъ точно слѣдуетъ за положеніемъ муфты регулятора и потому „перерегулированія“ быть не можетъ. Въ настоящее время существуетъ довольно значительное число различнаго рода регулирующихъ приборовъ, какъ съ серво-моторами, такъ и безъ нихъ, при чемъ многіе изъ нихъ въ высшей степени сложны и деликатны. На чертежѣ 62-мъ изображено другое устройство, предложенное Piccard et Pictet. Здѣсь распредѣлительный приборъ отдѣленъ отъ цилиндра. Вода подъ давленіемъ проводится въ трубку i. Дѣйствіе прибора ясно изъ чертежа.

§ 5.

Разсчетъ частей турбины.

1. Ободъ.

Толщина обода зависитъ отъ матеріала лопатокъ. При желѣзныхъ лопаткахъ плохо связанныхъ съ ободомъ, толщина его должна быть больше, чѣмъ при чугунныхъ, отлитыхъ съ ободьями въ одномъ цѣломъ. Обыкновенно толщину обода не дѣлаютъ меньше $20^m/_m$. Во всякомъ случаѣ слѣдуетъ провѣрить толщину обода на центробѣжную силу. Для этого можно поступить слѣдующимъ образомъ. Пусть окружность $ADBE$ (черт. 63), гдѣ мы будемъ предполагать сосредоточенной всю массу обода, есть окружность центротяжести обода. Допустимъ, что центробѣжная сила стремится разорвать ободъ по діаметру AB, т. ч. все напряженіе, производимое центробѣжной силой, воспринимается двумя сѣченіями обода.

Будемъ искать равнодѣйствующую C всѣхъ центробѣжныхъ силъ, дѣйствующихъ на половину обода ADB, по направленію $ED \perp$ къ AB.

Обозначивъ площадь сѣченія обода черезъ F, вѣсъ единицы его объема черезъ γ, радіусъ окружности $ADBE$ черезъ R и скорость по этой окружности черезъ u, найдемъ центробѣжную силу, соотвѣтствующую элементу обода dl; имѣемъ:

$$dp = \frac{F\gamma}{g}\, dl\, \frac{u^2}{R}\,.$$

Проложеніе этой силы на направленіе ED есть:

$$dc = dp.\cos\alpha = \frac{F\gamma}{g}\, dl\, \frac{u^2}{R} \cos\alpha.$$

Легко видѣть, что

$$dl = R.d\alpha,$$

т. ч.

$$dc = \frac{F\gamma}{g} u^2 \cos\alpha . d\alpha.$$

Отсюда по интеграціи для обоихъ квадрантовъ AD и DB, имѣемъ:

$$c = 2\frac{F\gamma}{g} u^2 \int_0^{90} \cos\alpha . d\alpha = 2\frac{F\gamma}{g} u^2.$$

Если обозначимъ допускаемое напряженіе на единицу площади черезъ s, то найдемъ:

$$2F . s = c = 2\frac{F\gamma}{g} u^2,$$

откуда

$$s = \frac{u^2\gamma}{g}$$

2. Спицы.

Спицы турбины должны быть разсчитаны на слѣдующія силы:

1) *Окружное усиліе* K, моментъ котораго M въ каждомъ частномъ случаѣ можно высчитать по работѣ турбины.

Если обозначимъ черезъ η_1 — гидравлич. коэф. полезнаго дѣйствія, то найдемъ:

$$K = 1000 . \frac{\eta_1 H . Q .}{n},$$

гдѣ всѣ величины должны быть выражены въ метрахъ и моментъ

$$M = \frac{1000 . \eta_1 . Q . H}{\omega} = \frac{30 . 1000 . \eta_1 . Q . H}{\pi n},$$

гдѣ n — число оборотовъ.

2) *Вѣсъ вѣнца колеса* G. Вѣсъ колеса можетъ быть вычисленъ по чертежу.

Можно считать, что этотъ вѣсъ сосредоточенъ на окружности, проходящей черезъ центръ тяжести вертикальнаго сѣченія вѣнца.

3) *Центробѣжная сила вѣнца* C. Если скорость по окружности, соотвѣтствующ. центру тяжести вертикальнаго сѣченія обода есть v, - то

$$C = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{R},$$

гдѣ R радіусъ этой окружности.

4) *Вѣсъ воды P, находящейся въ колесѣ.* Этотъ вѣсъ можно вычислить на основаніи слѣдующихъ простыхъ соображеній.

Допустимъ, что вода протекаетъ по лопаткѣ колеса съ постоянной скоростью:

$$w = \frac{w_1 + w_2}{2}.$$

Если длина средней линіи лопатки есть l, то время, въ теченіе котораго частица воды находится въ колесѣ будетъ:

$$t = \frac{l}{w}.$$

Если въ секунду протекаетъ вѣсъ воды $Q\Delta$, то очевидно, вѣсъ воды, находящейся въ колесѣ есть:

$$P = Q \cdot \Delta \cdot t.$$

Точкой приложенія этой силы надо считать центръ тяжести вертикальной проекціи лопатки.

5) *Въ осевыхъ турбинахъ надо принимать во вниманіе еще реакцію воды по вертикальному направленію.* Эта реакція можетъ быть вычислена по общему правилу: масса воды, протекающая въ единицу времени на измѣненіе скорости по вертикальному направленію. Всѣ эти силы даютъ моментъ либо въ вертикальной плоскости, либо въ горизонтальной. Иногда можно считать, что центробѣжная сила просто растягиваетъ спицы.

Пусть моментъ въ вертикальной плоскости — m_1, а въ горизонтальной — m_2. Если число спицъ i (4, 6, 8), то на каждую спицу будемъ имѣть:

$$m_1' = \frac{m_1}{i} \quad \text{и} \quad m_2' = \frac{m_2}{i}.$$

Напряженіе отъ перваго момента въ волокнѣ, находящемся на разстояніи y отъ нейтральной оси есть

$$\sigma_1 = \frac{m_1}{i} \frac{y}{J_1},$$

гдѣ J_1 — моментъ инерціи относительно горизонтальной оси, проходящей черезъ центръ тяжести сѣченія спицъ.

Напряженіе отъ второго момента въ волокнѣ, находящемся на разстояніи z отъ нейтральной оси есть

$$\sigma_2 = \frac{m_2}{i} \frac{z}{J_2},$$

гдѣ J_2 — моментъ инерціи сѣченія спицы относительно вертикальной оси, проходящей черезъ центръ тяжести сѣченія.

Полное напряженіе волоконъ равно

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2.$$

Если мы найдемъ, предварительно вычертивъ „на глазъ" сѣченіе спицъ, что наибольшее напряженіе не превосходитъ допускаемаго напряженія, то выборъ сѣченія спицы можетъ считаться удачнымъ, Спицы дѣлаютъ, обыкновенно, тавровыми или эллиптическими, рѣже двутавровыми. Очень часто вмѣсто спицъ дѣлаютъ сплошной дискъ. Точный подсчетъ крѣпости диска невозможенъ, поэтому можно довольствоваться приближеніемъ, считая дискъ ущемленной во втулкѣ балкой съ прямоугольнымъ сѣченіемъ, ширина котораго $= 2\pi r$, гдѣ r — внѣшній радіусъ втулки, а высота $= s$ — толщинѣ диска, которая дѣлается немного толще ободьевъ.

Силы, дающія моментъ въ вертикальной плоскости, ломаютъ дискъ, а силы, лежащія въ горизонтальной плоскости и касательныя къ окружностямъ, имѣющимъ центръ на оси вала, срѣзываютъ его.

Напряженіе отъ сгибанія будетъ:

$$\sigma = \frac{m_1}{w},$$

гдѣ

$$w = \frac{2\pi r s^2}{6} \cdot$$

Если обозначимъ черезъ p — сумму горизонтальныхъ силъ, приведенныхъ къ окружности радіуса r, то найдемъ, что напряженіе отъ скалыванія будетъ:

$$k = \frac{p}{2\pi r s} \cdot$$

Удлиненіе крайняго волокна при сгибаніи будетъ

$$\delta = \frac{\sigma}{E} \cdot$$

Уголъ скашиванія того же волокна

$$g = \frac{k}{G} \cdot$$

По формулѣ С.-Венана наибольшее удлиненіе отъ совокупности этихъ силъ будетъ

$$\Delta = {}^3/_8 \frac{\sigma}{E} + \sqrt{\left({}^5/_8 \frac{\sigma}{E}\right)^2 + \left(\frac{k}{2G}\right)^2},$$

т. ч. дѣйствительное напряженіе этого волокна будетъ

$$Z = \Delta . E.$$

Если Z не провосходитъ допускаемаго напряженія на растяженіе чугуна, можно считать намѣченную толщину диска достаточной.

3. Втулка.

Толщина втулки можетъ быть сдѣлана $= d/2$, гдѣ d — діаметръ вала, если валъ сплошной и діаметръ эквивалентнаго сплошного желѣзнаго вала, если валъ полый чугунный. Длина втулки дѣлается, обыкновенно, = высотѣ турбиннаго колеса.

Размѣры шпонки:

$$\left.\begin{array}{l}\text{ширина} = d/_4\\ \text{высота} = d/_6\end{array}\right\} d \text{ — діам. сплошн. вала.}$$

Подъ втулкой валъ утолщается на высоту шпонки. Чтобы воспрепятствовать сползанію турбины внизъ, втулка надѣвается на особое, врѣзанное въ валъ кольцо, состоящее изъ двухъ половинъ (чер. 64).

4. Валъ.

Валъ турбины бываетъ либо полый чугунный либо сплошной, обыкновенно, желѣзный или стальной. Въ первомъ случаѣ пята устраивается на концѣ стояка bb (чер. 65), который укрѣпляется вертикально въ башмакѣ a, установленномъ на днѣ отводящаго канала; во второмъ случаѣ пята можетъ быть кольцевая (чер. 66), гребенчатая или сплошная (чер. 67), обыкновенно, деревянная, т. к. ее приходится помѣщать подъ водой. Въ первыхъ двухъ случаяхъ валъ слѣдуетъ разсчитывать на крученіе моментомъ окружнаго усилія и на растяженіе силами, дѣйствующими вдоль оси (сюда нужно включить и вѣсъ самого вала), замѣтимъ кромѣ того, что передача къ фабричному валу даетъ нѣкоторый сгибающій моментъ, но т. к. этотъ моментъ не бываетъ великъ, благодаря направл. *dd* (чер. 65—66), которая ставится возможно близко къ зубчатому колесу, то этотъ моментъ при разсчетѣ не принимается во вниманіе, и лишь валъ нѣсколько утолщается въ томъ мѣстѣ, гдѣ онъ охватывается направляющей.

Удобнѣе всего назначить сначала размѣры вала и потомъ произвести повѣрочный разсчетъ. Для руководства въ назначеніи предварительныхъ размѣровъ можно пользоваться слѣдующими формулами:

валъ полый чугунный — D (внѣшн. діам.) $= 20 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$ сант.,

гдѣ N — число лошад. силъ, n — число оборотовъ;

" " " D_0 (внутр. діам.) $= 0{,}6\, D$ сант.

валъ желѣзный . . . . $D = 15 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$ сант.

валъ стальной . . . . . $D = 12 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$ сант.

(эти формулы предполагаютъ только одно крученіе).

Разъ предварит. размѣры установлены, слѣдуетъ произвести повѣрку на сложное сопротивленіе по формулѣ С.-Венана:

$$\Delta_{max.\ (н.\ раст.)} = {}^3/_8\, \delta + \sqrt{({}^5/_8\, \delta)^2 + \left(\frac{g}{2}\right)^2},$$

гдѣ δ — наибольш. относительное растяженіе при дѣйствіи одной растягивающей силы и g — наибольшій уголъ скошенія отъ крученія.

Если обозначимъ черезъ r — радіусъ сплошного вала, черезъ M — крутящій моментъ и черезъ P—раст. усиліе, то найдемъ:

$$\delta = \frac{P}{E\pi\, r^2}.$$

Наибольшій уголъ сдвига (на поверхн.) будетъ:

$$g = \frac{1}{G} \cdot \frac{Mr}{J},$$

гдѣ J — полярный моментъ инерціи $= \frac{\pi r^4}{2}$.

Считая

$$G = {}^2/_5\, E$$

найдемъ:

$$g = \frac{5\,M}{E\pi r^3}$$

или по формулѣ С.-Венана:

$$\Delta_{max.} = \frac{1}{E\,.\,\pi r^2} \left\{ {}^3/_8\, P + {}^5/_8 \sqrt{P + \left(\frac{4M}{r}\right)^2} \right\}$$

Слѣдовательно, наибольшее напряженіе будетъ:

$$Z = \Delta\,.\,E = \frac{1}{\pi r^2} \left\{ {}^3/_8\, P + {}^5/_8 \sqrt{P + \left(\frac{4M}{r}\right)^2} \right\}$$

Если валъ пустотѣлый, то его полярный моментъ инерціи будетъ:

$$J = \frac{\pi (r^4 - r^4_0)}{2}$$

и площадь его сѣченія.

$$F = \pi (r^2 - r^2_0).$$

Такъ что

$$\delta = \frac{P}{E\pi (r^2 - r^2_0)} \text{ и } g = \frac{1}{G} \cdot \frac{2\,Mr}{\pi (r^4 - r^4_0)}$$

Затѣмъ по формулѣ С.-Венана легко будетъ найти $\Delta_{max.}$ и соотвѣтствующее напряженіе Z, которое не должно превосходить допускаемаго. Стоякъ, на который опирается полый чугунный валъ, долженъ быть разсчитанъ по формулѣ Эйлера, въ предположеніи, что имѣетъ мѣсто второй случай (чер. 68). Верхній конецъ не можетъ далеко уклониться отъ оси, т. к. этому препятствуетъ полый валъ, нижній же конецъ нельзя считать ущемленнымъ, ибо достаточно самаго малаго зазора, чтобы получить тотъ случай изгибанія, который изображенъ на чертежѣ. Для даннаго случая формула Эйлера имѣетъ видъ

$$P = \pi^2 \frac{EJ}{l^2},$$

гдѣ P вертик. сила (вѣсъ турбины, воды въ ней, реакція по вертик. направленію, вѣсъ вала, зубчатаго колеса и т. п.).

Обыкновенно, въ данномъ случаѣ разсчетъ ведется на силу:

$$P_1 = 16\,P,$$

т. ч.

$$16\,P = \pi^2 \frac{E\,.\,J}{l^2}.$$

Для круглаго стояка діаметра d моментъ инерціи $J = \frac{\pi d^4}{64}$.

Отсюда имѣемъ:

$$16\,P = \pi^2 \frac{E\,.\,\pi d^4}{l^2\,.\,64}$$

и

$$d = \sqrt[4]{\frac{16\,P\,.\,l^2\,.\,64}{\pi^3\,.\,E}}.$$

Если будемъ выражать d въ сант., P въ килограм. и l въ метрахъ, а E въ килогр. на кв. сант., то получимъ:

$$d = \sqrt[4]{P\,.\,l^2 \frac{16\,.\,10000}{31\,.\,2000000}} = \sqrt[4]{\frac{Pl^2}{6}}.$$

Въ послѣднемъ случаѣ (черт. 67) можно валъ разсчитать на крученіе и сжатіе по той же формулѣ С. - Венана.

5. Подпятникъ.

Подпятникъ самая важная деталь въ турбинѣ и потому должно при построеніи турбины обращать особое вниманіе на конструкцію этой части. Турбинные подпятники бываютъ трехъ родовъ: 1) *фонарные* (чер. 69), 2) *кольцевые* (70) или *гребенчатые* и 3) *сплошные подводные* (чер. 71). На прилагаемыхъ чертежахъ представлены довольно типичные образцы всѣхъ трехъ родовъ подпятниковъ.

Фонарный подпятникъ (чер. 69) примѣняется въ случаѣ пустотѣлаго чугуннаго вала. Здѣсь *a* — стоякъ, *b* — конецъ вала; чтобы оси ихъ совпадали, въ промежутокъ между ними помѣщенъ бронзовый направляющій стаканъ *e*. Конецъ стояка несетъ на себѣ стальной подпятникъ *e*, на которомъ черезъ промежуточную бронзовую прокладку *h*, опирается стальная пятка *g*. Валъ съ пятой соединенъ черезъ посредство фонаря *c* и винта *d*.

Кольцевой подпятникъ (чер. 70) примѣняется въ случаѣ сплошного вала (т. же какъ и гребенчатый). Здѣсь *a* конецъ вала, *g*—направляющій стаканъ, *e* — бронзовый подпятникъ и *d* — стальная пята, соединенная съ валомъ при посредствѣ бронзовой гайки *c*, навинченной на нарѣзанный конецъ вала. Для предохраненія отъ пыли, подпятникъ закрытъ колпакомъ *f*.

Подводные подпятники (чер. 71) примѣняются очень рѣдко, въ виду затрудненій поддерживать трущіяся поверхности достаточно хорошо смазанными. Если ихъ примѣняютъ, то дѣлаютъ подпятники изъ дерева и пяту изъ чугуна, какъ показано на чертежѣ. Такой подпятникъ не требуетъ иной смазки, кромѣ воды. Всѣ хорошо устроенные подпятники должны имѣть приспособленія для подтяжки. По мѣрѣ снашиванія пяты и подпятника турбина опускается, т. ч. можетъ образоваться между ней и направляющимъ аппаратомъ большой зазоръ. Вотъ для этой цѣли подпятники (чер. 69 и 70) снабжены винтами, что и даетъ возможность просто производить эту операцію. Эта важная сторона не предусмотрѣна въ подпятникѣ (чер. 71). Всѣ подпятники должны имѣть смѣнную не дорогую часть изъ болѣе мягкаго металла, которая преимущественно и подвергалась бы снашиванію. Это условіе удовлетворено во всѣхъ трехъ подпятникахъ. Обыкновенно одна трущаяся часть дѣлается изъ болѣе твердаго матерьяла, другая изъ болѣе мягкаго. Въ подпятникахъ желательна шаровая поверхность; при такой поверхности небольшія перекашиванія не имѣютъ существеннаго значенія. Въ этомъ отношеніи подп. (69 и 71) имѣютъ преимущество передъ подпятникомъ (чер. 70).

Очень часто подпятникъ заключаетъ въ себѣ нѣсколько пластинокъ, какъ напр. на (черт. 69). Такое устройство имѣетъ ту хорошую сторону, что въ томъ случаѣ, когда на одной изъ поверхностей вслѣдствіе случайныхъ обстоятельствъ треніе выростаетъ до значительныхъ размѣровъ, скольженіе будетъ происходить только на другой поверхности. Такъ же устроенъ подпятникъ (чер. 71).

Наконецъ всегда слѣдуетъ обращать серьезное вниманіе на смазку.

Въ подпятникѣ (чер. 69) смазка подводится по осевому сверленію въ стержнѣ винта сверху, т. ч. поступаетъ въ центръ трущихся поверхностей и затѣмъ центробѣжной силой перемѣщается къ периферіи, гдѣ вытекаетъ и течетъ между валомъ и стаканомъ *f*. Такого рода смазку можно считать раціональной. Сверленіе имѣетъ еще ту хорошую сторону, что въ случаѣ снашиванія трущейся поверхности, которое всегда больше у внѣшнихъ частей, давленіе не можетъ сосредоточиться на малой поверхности. Въ случаѣ подпятника (чер. 70) смазка наливается въ пространство *h*. Понятно, что она не будетъ имѣть особаго стремленія перемѣщаться къ центру и потому такой способъ не можетъ считаться совершеннымъ.

Вотъ въ этомъ отношенiи хорошо устроенъ подпятникъ (чер. 71). Здѣсь вода подъ давленiемъ подводится къ центру и затѣмъ растекается къ периферiи. Если бы такое приспособленiе не было сдѣлано, то могло бы случиться, что вода не проникла бы до центральной части трущихся поверхностей и дерево загорѣлось бы.

Пята должна быть разсчитана на всѣ вертикальныя силы, о которыхъ мы говорили раньше. Если движенiе къ фабричному валу передается отъ вала турбины парой коническихъ колесъ, то надо принять во вниманiе то давленiе, которое развивается вдоль оси турбиннаго вала. Если передача расположена такъ, какъ изображено на чертежѣ (72), то это давленiе направлено внизъ и потому должно быть приложено къ суммѣ осевыхъ усилiй, дѣйствующихъ на пяту.

Если же шестерня расположена ниже колеса (чер. 73), то тогда это давленiе нѣсколько разгружаетъ пяту.

Величину этого давленiя можно опредѣлить слѣдующимъ образомъ. Давленiе между зубьями колесъ будетъ лежать въ плоскости tt (слѣд. плоскости на плоскости чертежа), перпендикул. къ образующей OC и проходящей черезъ точку C, которая лежитъ на окружностяхъ основанiй. (Было бы правильнѣй предполагать, что точка C лежитъ на срединѣ ширины зубцовъ). Но это давленiе не будетъ вообще направлено перпендикулярно къ плоскости чертежа, оставаясь въ плоскости tt, будетъ образовать съ этимъ перпендикуляромъ к.-нибудь уголъ β. Совмѣстимъ плоскость tt съ плоскостью чертежа. Пусть N — давленiе между зубцами, R — тангенцiальн. составляющая и Q — проекцiя давленiя на плоскость осей колесъ. Не трудно видѣть, что

$$Q = R . tg\,\beta.$$

Слагающая этого усилія по оси вала турбины будетъ

$$K = R \cdot tg\,\beta \cdot sin\,\alpha_1$$

Величину R опредѣлимъ такъ

$$r \cdot R \cdot \omega = \eta \cdot 1000 \cdot Q \cdot H$$

гдѣ η — коеф. полезнаго дѣйствія турбины. Онъ будетъ на (5—6) % меньше гидравлическаго коеф. полезнаго дѣйствія.

Уголъ β можно взять съ чертежа зацѣпленія. При зацѣпленіи по развертывающей окружности $\beta = 15^0$; при эпицикл. зацѣпленіи надо брать наибольшее значеніе угла β.

Положимъ, что сумма всѣхъ вертикальныхъ давленій на пяту есть P. Зная это давленіе мы можемъ опредѣлить и размѣры пяты. Пусть имѣемъ сплошную пяту діаметромъ d; тогда

$$\frac{\pi d^2}{4} \cdot K = P \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1),$$

гдѣ K—допускаемое давленіе на 1_{qmm} не должно превосходить 0,6—0,9 kgr для стального подпятника на бронзовой пятѣ или наоборотъ и 0,25 kgr для деревяннаго подпятника.

Но кромѣ этого нужно провѣрить достаточна ли будетъ поверхность соприкосновенія для устраненія нагрѣванія.

Работа тренія, какъ мы помнимъ, будетъ:

$$L_r = {}^2/_3\,\frac{Pd}{1000} \cdot \frac{\pi \cdot n}{60} \cdot f.$$

Если обозначимъ черезъ A количество работы, эквивалентное теплотѣ, успѣвающей уходить въ секунду съ каждаго кв. $^m/_m$, то найдемъ:

$$^2/_3 \frac{Pd}{1000} \cdot \frac{\pi n}{60} f = A \frac{\pi d^2}{4},$$

откуда

$$d = \frac{f \, . \, Pn}{22500 \, . \, A} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Здѣсь f можно принимать равнымъ 0,05 и A=0,0067—0,0167.

Въ среднемъ

$$d \overline{\gtrless} \frac{Pn}{4000}.$$

Нужно произвести подсчетъ по обѣимъ формуламъ и затѣмъ взять большую величину.

Для кольцевой пяты съ внѣшнимъ діаметромъ d_1 и внутреннимъ d_2 имѣемъ:

$$P = K \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2)$$

и

$$L_r = {}^2/_3 f \frac{\pi n}{60} \frac{d_1^3 - d_2^3}{d_1^2 - d_2^2} . P = A \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2).$$

Для гребенчатой пяты A берется вдвое меньше, чѣмъ для обыкновенной кольцевой, ибо не всѣ гребни одинаково хорошо работаютъ и теплота отводится нѣсколько хуже.

Оглавленіе.

5. Разсчетъ частей турбины.

1-50